



**FACULTAD DE INGENIERIA**

**ESCUELA ACADÉMICO PROFESIONAL DE  
MECÁNICA ELÉCTRICA**

**“DISEÑO DE SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN PARA EL  
ALMACÉN DE LA DISTRIBUIDORA DROGUERÍA DIFARLIB  
S.R.L DE 4063.2 m<sup>2</sup>, TRUJILLO 2017”**

**TESIS PARA OBTENER EL TÍTULO PROFESIONAL DE  
INGENIERO MECÁNICO ELÉCTRICISTA**

**AUTOR:**

**Luis Montero Sánchez**

**ASESOR ESPECIALISTA**

**Mg. Ing. Juan Carlos Bengoa Seminario**

**ASESOR METODOLOGICO**

**Mg. Ing. Edward Javier León Lezcano**

**LÍNEA DE INVESTIGACIÓN:**

**Generación, transmisión y distribución**

**TRUJILLO – PERÚ**

**Año 2017**

## PAGINA DEL JURADO

"DISEÑO DE SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN PARA EL ALMACÉN DE LA  
DISTRIBUIDORA DROGUERÍA DIFARLIB S.R.L DE 4063.2 m<sup>2</sup>, TRUJILLO  
2017"

Presentada a la Escuela de Ingeniería Mecánica Eléctrica de la Universidad Cesar  
Vallejo de Trujillo – La Libertad para su aprobación.

Aprobada por:



MG. Luis Julca Verástegui  
Presidente



MG. Juan Carlos Bengoa Seminario  
Secretario



ING. Javier León Lescano  
Vocal

## **DEDICATORIA**

El desarrollo de la presente tesis se lo dedico especialmente a Dios y a mi madre Blanca por darme la vida y que a pesar de ya no estar presente físicamente en este mundo están siempre a mi lado, a mi padre José montero y hermanos por el apoyo incondicional en todo momento, a mis hijos Jhonatan, Jhonaikel y Britany por ser mi inspiración de superación a mi esposa Daysi por su esfuerzo, sacrificio y comprensión desde que inicie este nuevo reto en mi vida.

**Luis Montero Sánchez**

## **AGRADECIMIENTO**

Uno de los retos en mi vida fue ingresar a la Universidad después de muchos años de haber culminado mi estudio superior, dándome cuenta que este reto trazado sería una base sólida no solo para conocimiento en el campo que me desenvuelvo sino también crecer profesionalmente y darle un mejor bienestar a mi familia.

Por tal motivo agradezco en primer lugar a Dios por darme la fortaleza necesaria y poder sacar adelante este nuevo reto, a mis compañeros de clases que compartieron sus conocimientos, su tiempo y apoyo mutuo en todo momento, y a mi familia por su apoyo en cada momento.

A mis asesores: Ing. Juan Carlos Bengoa Seminario y el Ing. Edward Javier León Lezcano por el aporte con sus amplios conocimientos y hacer posible el desarrollo de esta tesis.

## DECLARATORIA DE AUTENTICIDAD

Yo **LUIS MONTERO SÁNCHEZ** con DNI N° **03690688**, a efecto de cumplir con las disposiciones vigentes consideradas en el Reglamento de Grados y Títulos de la Universidad César Vallejo, Facultad de INENIERÍA Escuela MECÁNICA ELÉCTRICA, declaro bajo juramento que todos los datos e información que se presenta en la presente tesis son auténticos y veraces. En tal sentido asumo la responsabilidad que corresponda ante cualquier falsedad, ocultamiento u omisión tanto de los documentos como de información aportada por la cual me someto a lo dispuesto en las normas académicas de la Universidad César Vallejo.

Trujillo ~~28~~ de mayo del 2018



LUIS MONTERO SANCHEZ  
DNI: 03690688

## **PRESENTACIÓN**

Señores miembros del jurado, de conformidad con lo dispuesto en el reglamento de grados y títulos de la Escuela de Ingeniería, de la Universidad Cesar Vallejo, me es honroso presentar a consideración de vuestro criterio el presente trabajo intitulado “DISEÑO DE SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN PARA EL ALMACÉN DE LA DISTRIBUIDORA DROGUERÍA DIFARLIB S.R.L DE 4063.2 m<sup>2</sup>, – TRUJILLO 2017”, que sustentare como tesis para obtener el título de Ingeniero Mecánico Eléctrico, si vuestro dictamen es favorable.

Trujillo diciembre del 2017

## INDICE

I.	Introducción .....	11
1.1.	Realidad problemática .....	11
1.2.	Trabajos previos .....	12
1.3.	Teorías relaciones al tema .....	18
1.3.1.	Climatización para el almacenamiento de productos de droguería. ....	18
1.3.2.	Ciclo de refrigeración de un sistema acondicionador de aire y sus componentes. ....	18
1.3.3.	Aspectos físicos a considerar para el estudio del almacén. ....	18
1.3.4.	Determinación de los parámetros climatológicos de entrada y salida ....	19
1.3.5.	Balance de la carga térmica .....	20
1.3.6.	Estudio psicométrico del aire para el control de humedad .....	32
1.3.7.	Refrigerante y cálculo de su flujo másico .....	35
1.3.8.	Calculo del coeficiente del rendimiento del sistema o eficiencia energética en el ciclo de compresión (COP) .....	38
1.3.9.	Compresores y cálculo de potencia teórica. ....	39
1.3.10.	Calculo y criterios para el diseño de tuberías de refrigeración .....	41
1.3.11.	Tipos de unidades de climatización y complementos .....	42
1.4.	Formulación del problema .....	48
1.5.	Justificación del estudio .....	48
1.6.	Hipótesis .....	49
1.7.	Objetivos .....	50
1.7.1.	Objetivo General .....	50
1.7.2.	Objetivo específicos .....	50
II.	Método .....	51
2.1.	Diseño de investigación .....	51
2.2.	Variables, operacionalización .....	51

2.2.1.	Variables independientes .....	51
2.2.2.	Variables dependientes .....	51
2.3.	Población y muestra .....	52
2.3.1.	Población:.....	52
2.3.2.	Muestra (Datos del almacén).....	52
2.4.	Técnicas e instrumentos de recolección de datos, validez y confiabilidad. .....	52
2.4.1.	Técnicas: .....	53
2.4.2.	Instrumentos.....	53
2.5.	Métodos de análisis de datos .....	53
2.6.	Aspectos éticos.....	53
III.	Resultados.....	54
3.1.	Descripción general de las estructuras del recinto .....	54
3.1.1.	Descripción de áreas del almacén.....	55
3.1.2.	Tipo de alumbrado.....	56
3.1.3.	Cantidad de ocupantes.....	56
3.2.	Determinar las condiciones del diseño interior y exterior para la climatización. ....	56
3.3.	Calculo de las cargas térmicas y análisis psicométrico. ....	56
3.3.1.	Cargas por transmisión y radiación a través del techo al exterior. ....	56
3.3.2.	Cargas por transmisión y radiación a través de paredes al exterior. ....	58
3.3.3.	Ganancia de calor por conducción a través del piso al interior.....	63
3.3.4.	Ganancia de calor sensible por alumbrado interior .....	63
3.3.5.	Ganancia de calor sensible y latente debida a las personas .....	63
3.3.6.	Calor sensible emitido por los racks de acero inoxidable .....	64
3.3.7.	Ganancia de calor sensible por motores eléctricos .....	65



3.3.8.	Carga sensible por infiltración y ventilación del aire exterior. ....	66
3.3.9.	Carga latente por infiltración y ventilación del aire exterior.....	66
3.4.	Análisis del ciclo psicrométrico .....	67
3.4.1.	Determinación del factor de calor sensible F.C.S .....	67
3.5.	Selección y flujo másico del refrigerante .....	71
3.5.1.	Calculo del COP (eficiencia energética en el ciclo de compresión) .....	72
3.5.2.	Calculando la potencia teórica del motor compresor .....	72
3.5.3.	Calculo de las tuberías para el sistema de refrigeración .....	73
3.6.	Selección de unidades de climatización y otros equipos mecánicos .....	74
3.7.	Presupuesto del sistema de aire acondicionado. ....	75
IV.	Discusión .....	77
V.	Conclusión.....	79
VI.	Recomendaciones .....	81
VII.	Referencias bibliográficas.....	82
VIII.	Anexos.....	85

## RESUMEN

El presente proyecto de investigación se ha realizado atendiendo la problemática de la empresa Difarlib S.R.L, el cual, en su nuevo almacén de droguería ha presentado un de incremento de temperaturas en la temporada de verano, según su registro, temperaturas de hasta 29°C, y teniendo en cuenta que este tipo de almacenes es controlado y supervisado por el Ministerio de Salud el cual lleva un control exhaustivo sobre las condiciones ambientales a las que se almacenan los productos de droguería, se está presentando como solución el desarrollo del diseño de un sistema de climatización orientados por normas de American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers (ASHRAE) y el Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios (RITE) las cuales son instituciones dedicadas a las tecnologías en las edificaciones, así como libros de transferencia de calor y termodinámica.

Para el cálculo de las cargas térmicas se analizaron las condiciones para la temporada verano, el mes, el día y la hora donde se ha registrado la temperatura más alta (febrero 2017), así todos factores que influyen en la ganancia de calor como los ocupantes, equipos y maquinarias que se encuentran en su interior.

Para la selección de equipos se tuvieron en cuenta las condiciones del diseño de la infraestructura del almacén y espacios disponibles para su ubicación.

Debido a la ganancia calor obtenida de 1133597 Btu/h, y teniendo en cuenta la temperatura requerida de 23°C, el sistema de climatización que se seleccionó fueron 18 equipos de aire acondicionado de 60000 Btu/h del tipo Split ducto con refrigerante R410A y compresor de 5 HP del tipo scroll, los cuales nos dan una carga total de enfriamiento de 1140000 Btu/h. Así mismo se definieron los componentes para el control de la unidad (termostato) y se realizó la propuesta económica.

También se realizó el análisis de las condiciones del aire para el control de la humedad, ya que es otro factor importante para el almacenamiento el cual dio como resultado se suministre 16.82 lb de vapor de agua por hora mediante un sistema humidificador.

Palabras claves: Climatización, energía térmica, cargas térmicas, sistemas de acondicionamiento de aire, aislamiento, dimensionamiento, balance de energía.

## **ABSTRACT**

The present research project has been carried out in response to the problems of the company Difarlib SRL, which, in its new drugstore has presented an increase in temperatures in the summer season, according to its registration, temperatures of up to 29 ° C, and taking into account that this type of warehouses is controlled and supervised by the Ministry of Health which has an exhaustive control over the environmental conditions to which the drugstore products are stored, the development of the design of a system is being presented as a solution of air conditioning guided by standards of American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers (ASHRAE) and the Regulation of Thermal Installations in Buildings (RITE) which are institutions dedicated to technologies in buildings, as well as transfer books of heat and thermodynamics.

For the calculation of thermal loads, the conditions for the summer season, the month, the day and the hour where the highest temperature was recorded (February 2017) were analyzed, as well as all factors that influence the heat gain as the occupants, equipment and machinery that are inside.

For the selection of equipment, the design conditions of the warehouse infrastructure and spaces available for its location were taken into account.

Due to the heat gain obtained of 1133597 Btu / h, and taking into account the required temperature of 23 ° C, the air conditioning system that was selected was 18 air conditioning units of 60000 Btu / h of type Split pipe with refrigerant R410A and 5 HP scroll type compressor, which gives us a total cooling load of 1140000 Btu / h. Likewise, the components for the control of the unit (thermostat) were defined and the economic proposal was made.

The analysis of the air conditions for humidity control was also performed, since it is another important factor for storage which resulted in supplying 16.82 lb of water vapor per hour through a humidifier system.

**Keywords:** Air conditioning, thermal energy, thermal loads, air conditioning systems, insulation, sizing, energy balance.

## **I. Introducción**

### **1.1. Realidad problemática**

La empresa DIFARLIB S.R.L - 2017 ubicada en la ciudad de Trujillo – La Libertad, es una organización que inicia sus operaciones en el año 1998, dedicada a la venta por mayor y menor de productos de droguería a farmacias, boticas e instituciones de salud en óptimas condiciones a nivel nacional, la misma que ha venido cumpliendo rigurosamente con las exigencias del departamento del Ministerio de Salud en sus ambientes pequeños que disponía para el almacenaje temporal de sus productos.

Debido a la gran demanda de sus productos la empresa ha edificado un amplio almacén de 14652 m<sup>3</sup>, el cual debe cumplir con una serie de normas y recomendaciones de buenas prácticas de almacenamiento aprobadas por el Ministerio de Salud para el almacenamiento temporal de sus productos hasta su distribución.

Una de las normas y recomendaciones establecidas para este tipo de almacenes de distribución estipula mantener una temperatura ambiente interior entre los 20° y 25° C, ya que al no cumplir con estas condiciones el almacén no podrá ser utilizado para el almacenamiento de productos de droguería al no garantizar la calidad, condiciones y características de los productos. (Peruano, 2015).

En la temporada de verano 2017, durante las pruebas de las condiciones climatologías interiores en el almacén de la distribuidora Difarlib S.R.L, se registraron altas temperaturas, esto como consecuencia del constante cambio climático que viene dándose a nivel mundial, y que también está presentando efectos en el Perú y la localidad. La temperatura interior que registró el almacén durante las pruebas de su funcionamiento, estuvo entre los 26° C y 29°C.

Por esta razón se pretende plantear a la empresa DIFARLB S.R.L una solución a estas altas temperaturas dentro de su almacén. (DIFARLIB, 2017)



Figura 1.1 Foto referencial del almacén

## **1.2. Trabajos previos**

Después de realizar una serie de búsquedas bibliográficas nacionales e internacionales sobre tesis y proyectos relacionados al tema de investigación, he seleccionado las siguientes tesis como referencias:

### **Nacionales:**

Huanca Esquía Edgar Napoleón, año 2016, en la tesis titulada:

“Diseño de un sistema de aire acondicionado para restaurante ubicado en la ciudad de Lima”, para obtener el título profesional de Ingeniero Mecánica de Fluidos. Realizada en Universidad Nacional Mayor de San Marcos ubicada en la ciudad de Lima – Perú.

La finalidad de este proyecto es proponer un sistema de climatización con el fin de mejorar las condiciones interiores del restaurant ubicado en la ciudad de lima, para esto se analizaron las condiciones previas a la instalación del sistema de aire acondicionado, recopilándose información de las condiciones climatológicas máximas y mínimas durante los meses de verano (enero, febrero y marzo) de los años 2015 y 2016, se establecieron condiciones ideales de acuerdo a recomendaciones de confort establecidas por normas de ASHRAE tomando como condiciones interiores de confort de 71°F (21°C) y 50% de HR.

Para las condiciones exteriores del diseño que se seleccionó el mes de febrero del 2016 en la que se registraron los siguientes datos: temperatura de bulbo seco exterior (TBS) (31.5°C) y una humedad relativa exterior de 78 % HR.

Para realizar los cálculos de la del balance de carga térmica de este proyecto se tuvo que realizar una igualdad de orientación de los puntos cardinales ya que las tablas utilizadas eran consideradas para el hemisferio norte y en este caso el proyecto está en la orientación del hemisferio sur también se tuvo en cuenta su latitud y longitud mediante su ubicación geográfica, para poder utilizar las tablas existentes y realizar una corrección a las temperaturas registradas en dichas tablas.

Para realizar un buen análisis de la carga térmica del aire acondicionado también se tuvo en cuenta el tipo de material de construcción mediante los planos de diseño, ubicación del local y tener una temperatura extrema para poder realizar los cálculos mediante un el cálculo por diferencial de temperatura que está autorizado en una de las normas establecidas por ASRAHE.

Los resultados obtenidos después del balance térmico debido a las ganancias de calor en el recinto fueron de 903595 BTU/h o 75.29 TR (toneladas de refrigeración) para lograr obtener la temperatura de confort el interior del recinto en el mes de febrero.

Para la selección de los equipos se analizaron diferentes tipos de equipos existentes en el mercado, y por el tipo de diseño estructural del restaurant se optó por seleccionar no un solo equipo sino por 07 equipos de aire acondicionado del tipo Split ducto de 48.000 BTU/h (haciendo un total de 336,000 BTU/h) para lograr vencer la carga térmica ganada.

Debido al tipo de equipos también se realizaron las recomendaciones para el diseño de un sistema de ductos para la distribución uniforme del aire acondicionado en todo el recinto.

### **Internacionales:**

Ceballos Rosado Zaidel, año 2009, en su tesis titulada:

“Proyecto de un sistema de acondicionamiento de aire para un área de quirófanos, localizada en la ciudad de Villaflores - Chiapas”, para obtener el título profesional Ingeniero Mecánico de la escuela Superior de Ingeniería Mecánica Eléctrica ubicado Azcapotzalco - México - México.

En la presente tesis de investigación se resume que se ha realizado especialmente para salas de quirófanos con el propósito de calcular, diseñar y seleccionar un sistema de acondicionamiento de aire con la finalidad de brindarle a este espacio todos los requerimiento de confort y calidad del aire en cuanto a condiciones específicas del local tanto para invierno y verano, siguiendo la normativa del instituto mexicano del seguro social, teniendo en cuenta también las condiciones climatológicas de la localidad de Villaflores – Chiapas por presentar un clima muy cálido donde sus temperaturas llegan a alcanzar los 39°C por lo que es de vital importancia lograr controlar la temperatura, humedad, pureza, volumen y nivel de ruido del aire por ser este tipo de ambientes muy especiales , la requeridas a controlar requeridas para este espacio son de mantener una temperatura entre los 22° y 24 ° C +/- 2°C con una humedad relativa del 50 % y +/- 5%.

El diseño del sistema de climatización abarca controlar la temperatura de bulbo seco, la humedad relativa la pureza del aire, los cambios del aire por hora, la presión doble positiva a mantener y a trayectoria que deben seguir los conductos al inyectar y extraer el aire.

De acuerdo a sus resultados del balance térmico obtuvo una carga térmica total para el verano de 94,536.02 BTU/h y para invierno de 12,304.47 BTU/h, pero adicionalmente realiza un estudio psicométrico de las condiciones del aire para determinar y controlar la humedad relativa y velocidad del aire e cada uno de los espacios a acondicionar.

El equipo seleccionado para este tipo de áreas es una manejadora de aire de tipo multizona o del tipo Split ducto ya que los espacios a climatizar están separados.

Ya que también realizó el cálculo para controlar la humedad en sus resultados obtuvo que con el sistema de enfriamiento necesita un equipo deshumidificador de 166.38 lb/hr de vapor, y un humidificador para la temporada de invierno de 108.06 lb vapor / lb agua.

De acuerdo al cálculo para el sistema de extracción de aire obtuvo que es necesario eliminar 1/3 del aire que inyecta la manejadora para obtener una presión doble positiva dentro del local.

También indica que el cálculo y diseño de este tipo de sistemas requiere de los conocimientos de ingeniería mecánica, dándoles la capacidad de solucionar y llevar a cabo este tipo de proyectos, finalmente realiza una propuesta económica de los equipos seleccionados.

Otro aporte para la investigación es la tesis presentada por:

López Pérez Irma Cristina y Orejuela Tiaguaro María Gabriela, del año 2009, titulada:

“Diseño de un sistema de climatización para el Hotel Zeus”, para obtener el título profesional Ingeniero Mecánico de la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo”, ubicada en la ciudad de Riobamba - Ecuador.

La mencionada investigación resume que siendo una prioridad la implementación de un sistema de climatización para el hotel debido a las condiciones climatológicas de la ciudad por considerarse como una de las ciudades más frías del Ecuador llegando a presentar temperaturas en temporada de invierno de 10°C con humedad relativa del 99% y en verano temperaturas entre los 28°C.

Entre sus conclusiones estipula que los sistemas de ventilación y climatización de cada uno de los ambientes, han sido estimados de acuerdo a las consideraciones, indicadas por la asociación americana de aire acondicionado y refrigeración



ASHRAE, Sheet Metal And Air Conditioning Contractors National Association SMACNA, y RITE (Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios).

Después de analizar los tipos de sistemas de climatización y de acuerdo a las condiciones de hotel, así mismo teniendo en cuenta en consumo energético se optó por el sistema agua-aire el cual lograra ser controlado por llaves de reglaje permitiendo su utilización solo en dormitorios ocupados.

Como último aporte en trabajos previos y relacionados al proyecto tenemos la tesis presentada por:

Juan Pérez Zaldívar, del año 2013, titulada:

“Climatización de un supermercado LIDL”, para obtener el título profesional Ingeniero Técnico Mecánico de la Escuela Técnica Superior de Ingeniería (ICAI), ubicada en la ciudad de Madrid – España.

El proyecto consiste en la climatización de un supermercado de la cadena de supermercados LIDL, ubicados en Mejorada Del Campo, Madrid. Para ello se deberá diseñar una instalación de refrigeración y calefacción adecuada para conseguir la temperatura de confort, tanto en invierno (24°C) como en verano (22°C).

En los cálculos de las cargas térmicas en verano se tendrá en cuenta la transmisión, infiltración de aire no climatizado procedente del exterior, iluminación, equipos y, principalmente, a la radiación solar sobre nuestro local. En los cálculos de las cargas térmicas en invierno se tendrá en cuenta la transmisión y el factor viento.

Tomaremos como base los días más desfavorables de invierno y verano. En invierno el día más desfavorable es en enero, mientras que en verano es en julio. Para el cálculo de estas cargas se contará con la ayuda del libro “fundamentos de climatización”, de ATECYR. Utilizando este libro no deberá hacernos falta la ayuda de ningún programa de climatización por lo que cada cálculo estará debidamente justificado.

Se calculará el caudal y temperatura impulsión respetando la norma del caudal mínimo de ventilación. Se ha decidido utilizar un criterio de cálculo no exigible por norma, pero si recomendable, el número de recirculaciones del aire que deben darse en una hora en la zona no debe ser inferior a 4.

Para repartir el caudal de impulsión calculado se ha decidido instalar 3 líneas de conductos con un total de 28 rejillas, que se repartirán en 10, 10 y 8. El dimensionamiento de los conductos se realizará tomando como criterio que la pérdida de carga sea constante. Tanto en la impulsión como en el retorno se instalarán unas compuertas antiincendios que, en caso de humo, se evitará que los gases tóxicos se distribuyan por toda la zona.

Se contará con un sistema aparte de ventilación para los aseos y vestuarios. Para combatir las cargas de invierno y verano se ha decidido instalar un solo equipo partido todo aire de caudal variable, con un total de 4 condensadoras, para calentar o enfriar el aire según la época estival. El equipo, seleccionado por catálogo, contará con varias medias de eficiencia energética para ahorrar la mayor energía posible.

Contará con un recuperador de calor para poder aprovechar el calor contenga el aire que se deseché al exterior. También contará con un sistema de enfriamiento gratuito, o también llamado free-cooling, que consiste en coger más aire del exterior cuando éste sea menor que en el interior. Se puede utilizar en los momentos en que sea necesario enfriar la zona en invierno por diferentes motivos, se activa mediante compuertas. El equipo deberá ser capaz de combatir los 90 KW de las cargas de verano.

Una vez ya determinados todos los equipos necesarios para el correcto funcionamiento de la instalación se diseñará el esquema de control con sus correspondientes entradas y salidas analógicas y digitales, que permitan el correcto funcionamiento a distancia de los equipos.

Con todos los equipos ya seleccionados según sus características y fabricantes se realizará un presupuesto final en el que se detallará el precio de cada componente.

### **1.3. Teorías relaciones al tema**

#### **1.3.1. Climatización para el almacenamiento de productos de droguería.**

El almacenamiento de medicamentos y conservación de estos productos de droguería mantiene estrictas regulaciones a nivel mundial, las cuales requieren mantener un control de las condiciones del aire en el ambiente interior.

En la actualidad el almacenamiento de los productos de droguería en el Perú es controlado por la Dirección General de Medicamentos, Insumos y Drogas del Perú (DIGEMID) de acuerdo al Manual de Buenas Prácticas de Almacenamiento (Manual BPA). (Peru, 2016)

#### **1.3.2. Ciclo de refrigeración de un sistema acondicionador de aire y sus componentes.**

El ciclo de refrigeración simple de expansión directa se compone de cuatro procesos fundamentales, así como los componentes utilizados en cada proceso como el evaporador, compresor, condensador y válvula de expansión, como se muestra en la fig. 1.2:

1-2 Compresión adiabática isoentrópica en el motocompesor.

2-3 Disipación de calor a presión constante en el condensador.

3-4 Estrangulamiento en válvula de expansión.

4-1 Absorción de calor por efecto del refrigerante en el evaporador.

#### **1.3.3. Aspectos físicos a considerar para el estudio del almacén.**

Según el manual de Carrier, para la balance de las cargas de refrigeración y calefacción es muy importante el análisis minucioso de los factores de carga y deben considerar los siguientes aspectos físicos: (Carrier, 2009)

- Diagrama de un ciclo frigorífico por compresión de vapor.

El ciclo se divide en dos partes: Exterior e Interior.

**Exterior:**

  - Condensador:** Recibe "Aire exterior" y produce "Aire resultante".
  - Compresor:** Recibe el refrigerante del condensador y lo comprime.

**Interior:**

  - Evaporador:** Recibe "Aire interior" y produce "Aire frío resultante".
  - Válvula de expansión:** Reduce la presión del refrigerante.
  - Ventilador evaporador:** Ayuda a la circulación del refrigerante en el interior.

El diagrama a la derecha muestra la curva de saturación y el ciclo termodinámico en un plano  $p-h$  (presión-entalpía) con los puntos 1, 2, 3 y 4.

#### 1.3.4. Determinación de los parámetros climatológicos de entrada y salida

pág. 19

#### **1.3.4.1. Temperatura del exterior**

Escala que mide la intensidad del calor o actividad térmica de un cuerpo.

Para el diseño de este proyecto se utilizarán los siguientes datos de la temperatura de bulbo seco (BS) máxima registrada durante el día en la localidad de Trujillo – La Libertad en la temporada de verano febrero 2017. (Anexo A-1)

Tabla 1.1 Temperatura BS del día 17/02/2017 según el anexo A.1

Temperatura (BS)	Temp. (BS) Max.	Temp. (BS) Min.
28.1C	30.7°C	25.6°C
83 °F	87 °F	78 °F

#### **1.3.4.2. Humedad Relativa del exterior**

Es Cantidad de agua en el aire en forma de vapor, para este diseño se considerará la registrada en el mes de febrero 2017, de 78% HR

#### **1.3.4.3. Condiciones interiores del almacén.**

Las condiciones ambientales para el almacenamiento de productos de droguería son establecidas por el Dirección General de Medicamentos, Insumos y Drogas del Perú (DIGEMID) de acuerdo al manual de Buenas Prácticas de Almacenamiento (BPA) se recomienda mantener como se indica en el anexo A-4 (Peru, 2016)

- Temperatura de Bs en el ambiente de 20 °C a 25 °C para lo cual se utilizará la intermedia de 23°C
- Hmedad realiva de 50% a 85 % para lo cual se utilizara el intermedio de 65% de HR.

#### **1.3.5. Balance de la carga térmica**

##### **1.3.5.1. Definición de carga térmica**

Según Edward G. Pita en su libro “acondicionamiento de aire”, nos dice que la carga de enfriamiento y/o carga térmica es la cantidad de calor que se debe retirar para vencer las ganancias adquiridas en un edificio debido a varias fuentes.

La cantidad neta de calor que se retira se le llama carga de enfriamiento, el cálculo de la carga de enfriamiento se basa en los principios de transferencia de calor y esta puede ser latente o sensible.

Los métodos de cálculo de las cargas de enfriamiento que se emplearan en el presente desarrollo son esencialmente lo que recomienda el ASHRAE y RITE.

Los factores que influyen a la ganancia de calor en el recinto son los siguientes (figura 1.3).

La carga térmica total de refrigeración ( $Q_t$ ) de un local se obtiene de la ecuación: (Ingemecanica.com)

$$Q_t = Q_s + Q_l \quad (1.1)$$

Donde:

$Q_s$  es la carga térmica sensible (W);

$Q_l$  es la carga térmica latente (W).

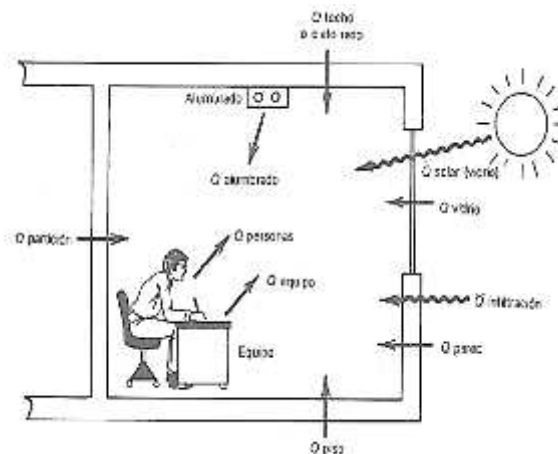


Figura 1.3 Componentes de ganancia de calor en un recinto (Q). (Pita, 1994)

De la figura 1.3 tenemos:

1. Transmisión y radiación a través de paredes, techo y vidrios al exterior.
2. Transmisión y radiación a través de divisiones internas, y pisos.
3. Radiación solar a través de vidrios.

4. Alumbrado.
5. Personas.
6. Equipos.
7. Infiltración del aire exterior a través de aberturas. (Pita, 1994)

#### **1.3.5.2. Carga por transmisión y radiación a través de la estructura exterior (Paredes y techo)**

La carga por transmisión y radiación que se transmite a través de las paredes y techos que limitan con el exterior ( $Q_s$ ) se calcula según la ecuación: (Ingemecanica.com)

$$Q_s = U \cdot A \cdot (T_e - T_i) \quad (1.2)$$

Donde,

$Q_s$  = Es la carga por transmisión a través de paredes y techos exteriores, en W.

$U$  = Es el coeficiente global de transmisión térmica del cerramiento, también llamado transmitancia térmica, expresado en  $W/m^2 \cdot ^\circ C$ . Según ecuación 1.3.

$A$  = Es la superficie del muro expuesta a la diferencia de temperaturas, en  $m^2$ .

$T_i$  = Es la temperatura interior de diseño del local ( $23^\circ C$ )

$T_e$  = Es la temperatura exterior de diseño al otro lado del local ( $^\circ C$ ) la cual se calculará a partir de la ecuación 1.4.

El coeficiente global de transmisión del material “U” para paredes y/o techos se puede calcular de acuerdo a la ecuación 1.3 ya que estas están compuestas por diferentes materiales y cada uno presenta distinta resistencia térmica (datos del anexo 4)

$$U_{ti} = \frac{1}{R_T} = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{x}{k} + \frac{x}{k} \dots + \frac{1}{h_e}} \quad (1.3)$$

Donde:

$K$  = Conductividad térmica del material, ( $W/m \cdot ^\circ C$ )

$x$  = Espesor del material (m)

$h_i$  = Coeficiente de transferencia de calor interior, ( $W/m^2 \cdot ^\circ C$ )

$h_e$  = Coeficiente de transferencia de calor exterior, ( $W/m^2 \cdot ^\circ C$ )

$h_i$  = Coeficiente de transferencia de calor al interior; ( $W/m^2 \cdot ^\circ C$ )

Para obtener el valor de la temperatura exterior de diseño, parte a su vez de la llamada temperatura exterior de diseño ( $T_e$ ).

La temperatura exterior de diseño  $T_e$  se calcula considerando la temperatura media  $T_m$  y la temperatura máxima del mes más caluroso  $T_{m\max}$  del recinto según tabla 1.2 y anexo 1, según la ecuación: (Ingemecanica.com)

$$T_e = 0.4 \cdot T_m + 0.6 \cdot T_{m\max} \quad (1.4)$$

La temperatura exterior de cálculo  $T_{ec}$  se calculará finalmente a partir de la temperatura exterior de diseño  $T_e$  y de la orientación que tenga el cerramiento que se está considerando, a partir de la tabla 1.2: (Ingemecanica.com)

Tabla 1.2 Temperatura exterior de cálculo (Fuente (Ingemecanica.com))

Orientación	Temperatura exterior de cálculo ( $T_{ec}$ ) en °C	Temperatura exterior de cálculo ( $T_{ec}$ )	
Norte	$0,6 \cdot T_e$	17.2 °C	63 °F
Sur	$T_e$	28.66 °C	84 °F
Este	$0,8 \cdot T_e$	22.93 °C	73 °F
Oeste	$0,9 \cdot T_e$	25.8 °C	78 °F
Cubierta	$T_e + 12$	40.66 °C	105 °F
Suelo	$(T_e + 15)/2$	21.83 °C	71 °F
Paredes interiores	$T_e \cdot 0,75$	21.5 °C	71 °F

#### 1.3.5.2.1. Transmisión superficial del calor al interior y exterior ( $h_1$ y $h_2$ )

Según el manual de Isover indica que en instalación de superficies solidas se mantienen una transferencia de calor con el medio fluido en contacto donde se mezclan las formas convectivas y radiactivas: (Isover, 2011)

En este caso de instalaciones se dan dos tipos de coeficiente superficial “ $h$  int.” en la parte interna y “ $h$  ext.” en la parte externa y viene dado por: (Isover, 2011)

Para el análisis del  $h_1$  interior se realizará bajo los conceptos del manual del “Instituto para la Diversificación y el Ahorro de la Energía” (IDAE) quien no indica



que este factor puede calcularse a partir de la resistencia térmica los cuales se detallan a continuación en la tabla 1.3, y según la siguiente ecuación:  
((IDAE), 2007)

Tabla 1.3 Resistencia térmica del aire y otros materiales

Resistencia térmica (m² K/W)	
Interior	0,130
Enlucido yeso	0,050
Ladrillo hueco	0,133
Lana de vidrio	X
Ladrillo perforado	0,118
Exterior	0,040

$$R_{c \cdot p} = \frac{1}{h_{c \cdot it}} = h_{c \cdot p} = \frac{1}{R_{c \cdot p}} \quad (1.5)$$

Donde.

R = resistencia térmica de convección en muro plano

Y el h 2 según lo que indica Isover se calculara como sigue a continuación:  
(Isover, 2011)

$$h = h_r + h_c = W/(m^2 \cdot K) \quad (1.6)$$

Donde:

$h_r$  = parte radiactiva superficial de transmisión de calor

$h_c$  = parte convectiva superficial de transmisión de calor

➤ Cálculo de la parte radiactiva del coeficiente de superficie  $h_r$ .

Este depende de la temperatura y la parte del acabado superficial del material y su emisividad y se calcula según la ecuación:

$$h_r = a + C_r = W/(m^2 \cdot K) \quad (1.7)$$

- Donde “a” es el factor de temperatura y se calcula:

$$a_r = \frac{T_s^4 - T_a^4}{T_s - T_a} = K^3 \quad \text{o} \quad a_r = 4 \cdot (T_a)^3 = K^3 \quad (1.8)$$

Donde  $T_a$  es 0.5 x (temperatura superficial + temperatura ambiente en K)

$C_r$  es el coeficiente de radiación en  $W/(m^2 \cdot K^4)$  se da en  $W/(m^2 \cdot K^4)$  se calcula de acuerdo a la ecuación:  $\sigma = 5.67 \cdot 10^{-8} \left( \frac{W}{m^2 \cdot K^4} \right)$  Coeficiente de Stefan Boltzman.

$$C_r = \varepsilon \cdot \sigma \quad (1.9)$$

- Coeficiente superficial debido a la convección  $h_c$  este factor depende de varios factores, como la velocidad del viento y orientación de la superficie.
- En paredes al exterior el coeficiente convectivo se da la siguiente manera:

Como flujo laminar cuando  $(v \cdot H \leq 8 \text{ m}^2/\text{s})$

$$h_c = 3,96 \sqrt{\frac{v}{H}} = W/(m^2 \cdot K) \quad (1.10)$$

Como flujo turbulento cuando  $(v \cdot H > 8 \text{ m}^2/\text{s})$

$$h_c = 5,76 \sqrt[5]{\frac{v^4}{H}} = W/(m^2 \cdot K) \quad (1.11)$$

Donde:

$V$  = velocidad del aire (m/s)

$H$  = altura de pared (m)

#### 1.3.5.3. Carga por conducción a través de la estructura interior (piso)

La carga por transmisión a través de los cerramientos interiores del local (piso) que lo limitan con otras estancias del edificio ( $Q_s$ ) se calcula aplicando la ecuación: (Ingemecanica.com)

$$Q_s = U \cdot A \cdot (T_e - T_i) \quad (1.12)$$

Donde,

$Q_s$  = Es la carga por transmisión a través de los cerramientos interiores, en (W).

$U$  = Es el coeficiente global de transmisión térmica del cerramiento, también llamado transmitancia térmica, expresado en ( $W/m^2 \text{ } ^\circ C$ ) según la ecuación 1.3.

$A$  = Es la superficie del cerramiento interior, en ( $m^2$ )

$T_e$  = es la temperatura de diseño al otro lado del cerramiento ( $^\circ C$ ).

$T_i$  es la temperatura interior de diseño del local ( $^\circ C$ )

#### 1.3.5.4. Ganancia de calor sensible debida al alumbrado, personas y equipos.

La ganancia de carga sensible total por efecto de las aportaciones internas del local ( $Q_{sa}$ ) y ( $Q_{sp}$ ) se determina a su vez como suma de los siguientes tipos de cargas que se generan en el interior del mismo según la ecuación: (Ingemecanica.com)

$$Q_s = Q_{sa} + Q_{sp} + Q_{seq} \quad (1.13)$$

Donde,

$Q_{sa}$  = valor de la ganancia interna de carga sensible debida a la iluminación interior del local (Watts).

$Q_{sp}$  = ganancia interna de carga sensible debida a los ocupantes del local (Watts).

$Q_{seq}$  = ganancia interna de carga sensible debida a los diversos aparatos existentes en el local, como aparatos eléctricos, ordenadores, etc. (Watts).

#### 1.3.5.5. Cálculo de la carga sensible por Alumbrado (Qsa):

Para estimar de la carga térmica sensible disipada por la iluminación interior de un recinto se considerará la potencia íntegra de las lámparas de iluminación a cual se transformará en calor sensible.

En el caso de las lámparas de tipo fluorescente o de descarga se multiplicará la potencia total de todas las lámparas por 1,25 para considerar el consumo complementario de las reactancias. (Ingemecanica.com)

- Carga sensible Alumbrado de descarga o fluorescentes usando la ecuación:

$$Q_{sa, descarga} = 1,25 \cdot n \cdot \text{Pot. Lámp. descarga} \quad (1.14)$$

Donde:

$n$  = Es el número de lámparas fluorescentes colocadas.

$P_L$  = potencia de lámpara en Watts.

#### 1.3.5.6. Cálculo de la carga sensible y latente debida a las personas (Qsp):

Para estimar la carga sensible que suministra cada persona (Qsp), es necesario conocer anticipadamente las diferentes cargas térmicas que origina:

) Radiación: debido a que la temperatura media del cuerpo es superior a la de los objetos que le rodean.

) Convección: ya que la superficie de la piel se encuentra a mayor temperatura que el aire que la rodea, creándose pequeñas corrientes de convección que aportan calor al aire.

) Conducción: originada a partir del contacto del cuerpo con otros elementos que le rodeen.

) Respiración: lo que origina un aporte de calor por el aire exhalado, que se encuentra a mayor temperatura. Aquí se produce también un aporte de vapor de agua que aumentará la humedad relativa del aire.

) Evaporación cutánea: este aporte de calor puede ser importante en verano.

La carga producida por las personas tiene, por tanto, una componente sensible y otra latente, debido ésta última tanto a la respiración como a la transpiración. En ambos casos se tiene que tener en cuenta la cantidad de ocupantes en el recinto.

En el anexo 1.4 se indican los valores de calor latente y sensible, en kcal/h, disipado por una persona según su actividad y la temperatura existente en el local:

#### 1.3.5.7. Cálculo del calor sensible desprendido por persona

La ecuación para obtener el calor sensible suministrado por el usuario es:

$$Q_{sp} = n \cdot C_s \dots \quad (1.15)$$

Donde:

$n$  = Es el número de personas que se espera que ocupen el local;

$C_s$  = Es el calor sensible por persona y actividad que realice, según la tabla 1.4 y anexo 1.4.

Tabla 1.3 Factor de Calor sensible y latente por persona según su actividad que realice y anexo 1.4.

Grado de actividad	espacio	Calor sensible kcal/h	Calor latente kcal/h
De pie, trabajo ligeros caminado	Almacén	63	50

#### 1.3.5.8. Calor de a los productos para llevarlos a una temperatura.

La cantidad de calor sensible a eliminar de un producto, desde su temperatura de entrada hasta conseguir la temperatura deseada se analiza mediante: (Slideshare)

$$Q_s = m \times C_e \times (t_e - t_i) \dots \quad (1.16)$$

Donde:

$Q_s$  = calor sensible en kcal/día

$m$  = masa del producto en kg/día

$C_e$  = calor específico de kcal/día

$t_e - t_i$  = diferencia de temperatura

#### 1.3.5.9. Carga debida a motores eléctricos.

La potencia térmica de calor sensible que suministran los motores eléctricos se calculan de acuerdo a la relación entre la potencia eléctrica consumida y la energía mecánica producida, como se indica en la ecuación: (Carrier, 2009)

$$W_{m}^{\circ} = W_{e}^{\circ} \cdot \eta \dots \quad (1.17)$$

$$W_{t}^{\circ} = W_{e}^{\circ} \cdot (1 - \eta) \dots \quad (1.18)$$

Donde:

$W_{e}^{\circ}$  = Potencia eléctrica consumida en Watts

$W_{t}^{\circ}$  = potencia térmica disipada en Watts

$W_{m}^{\circ}$  = potencia mecánica entregada en Watts

$\eta$  = eficiencia del motor teniendo en cuenta su ubicación como puede ser:

- El motor está situado dentro del recinto y el aparato o maquina afuera, el aporte de calor vendrá dado por ( $W_{t}^{\circ}$ ) .
- El motor está situado fuera del recinto y el aparato o maquina dentro, el aporte de calor vendrá dado por ( $W_{m}^{\circ}$ .)
- Ambos motor y aparato están situados dentro del recinto, el aporte de calor será igual a ( $W_{e}^{\circ}$ ).

En la tabla 1.5 se muestra el rendimiento de algunos motores eléctricos por su potencia, los otros casos este dato vendrá dado por el fabricante, y la tabla 1.5 muestra la producción de calor dependiendo de la potencia.

Tabla 1.4 Rendimiento aproximado de motores eléctricos (fuente del Manual de aire acondicionado Carrier).

Potencia kW	0.05	0.1	0.5	1	5	15	30	50	90
Eficiencia %	50	60	70	83	88	92	93	94	95

#### 1.3.5.10. Carga sensible del aire exterior por infiltración y ventilación.

Este aporte de carga por infiltración y ventilación de aire exterior ( $Q_s$ ) se determina mediante la ecuación: (Ingemecanica.com)

$$Q_s = V \cdot \rho \cdot C_{e_a} \cdot \Delta T \dots \quad (1.19)$$

Donde,

$Q_s$ : Carga térmica sensible por infiltración y ventilación de aire exterior (Watts);

$V$ : Caudal de aire infiltrado y de ventilación calculado de acuerdo a la ecuación 1.18 (m<sup>3</sup>/s);

$\rho$ : Densidad del aire, de valor 1,18 kg/m<sup>3</sup>;

$C_{e_a}$ : Calor específico del aire, de valor 1012 J/kg °C;

$T$ : Diferencia de temperaturas entre el ambiente exterior e interior.

Para obtener el caudal de ventilación del aire exterior del local se puede calcular a partir de los datos de renovaciones horas según la ecuación: (Ingemecanica.com)

$$Q_s = V \cdot N = m^3/h \quad (1.20)$$

Donde,

$Q_s$  = Caudal sensible del aire exterior de ventilación (m<sup>3</sup>/h)

$V$  = Volumen del establecimiento (m<sup>3</sup>/s)

$N$  = Numero de renovaciones del aire por hora, según tabla 1.6

Tabla 1.5 Renovaciones de aire en locales (Fuente de la Norma EM 030 – Instalaciones de ventilación del ministerio de vivienda)

TIPO DE LOCAL	RENOVACIONES POR HORA (Cantidad)
Baños	
- públicos	10-15
- en fábricas	8-10
- en oficinas	5-8
- en viviendas	3-4
Locales de trabajo	3-8
Salas de Exposiciones	2-3
Bibliotecas, Archivos	4-8
Oficinas	4-8
Duchas	10-15
Guardarropas	4-6
Restaurantes	5-10
Piscinas cubiertas	3-5
Aulas	6-8
Cantinas	6-8
Grandes almacenes	6-10

#### 1.3.5.11. Carga latente por ocupación "Q<sub>lp</sub>"

La carga latente por ocupación del local (Q<sub>lp</sub>) se determina multiplicando el valor del calor latente emitido por la persona, por el número de ocupantes en el recinto. Para obtener el calor latente suministrado por el usuario del local sería según la ecuación: (Ingemecanica.com)

$$Q_{lp} = n \cdot Cl_p \dots \quad (1.21)$$

Donde:

n = Es el número de personas que se espera que ocupen el local;

Cl<sub>p</sub> = Es el calor latente por persona y actividad que realice, según la tabla 1.4.

#### 1.3.5.12. Carga latente de aire exterior "Q<sub>I</sub>" por infiltración y ventilación.

La carga latente transmitida por infiltraciones y ventilación de aire exterior (Q<sub>I</sub>) se determina mediante la ecuación: (Ingemecanica.com)

$$Q_I = V \cdot \rho \cdot Cl_a \cdot \Delta W \quad (1.22)$$

Donde:

Q<sub>I</sub> = Carga térmica latente por ventilación de aire exterior (Watts)

V = Caudal de aire infiltrado y ventilación (m<sup>3</sup>/s);

= Densidad del aire, de valor 1,18 kg/m<sup>3</sup>;



$Cl_a$  = Calor específico del agua, de valor 2257 kJ/kg;

$W$  = Diferencia de humedad absoluta entre el ambiente exterior e interior.

### **1.3.6. Estudio psicrométrico del aire para el control de humedad**

El análisis de la psicrometría y las propiedades del aire de la combinación de aire seco y vapor de agua es de gran importancia para obtener el contenido de humedad en el aire. El aire seco (aire sin vapor de agua) está compuesto en esencia de nitrógeno (en volumen es próximo al 78%) y oxígeno (casi 21%), el resto 1% está formado por dióxido de carbono y cantidades pequeñas de otros gases. tales como hidrógeno, helio, neón y argón.

Por consiguiente, la cantidad de vapor de agua en el aire cambia bastante de un lugar a otro lugar y dependiendo de las condiciones atmosféricas donde se encuentre ubicado, y por lo normal es de 1% a 3% de la masa de la mezcla. Sabiendo que el contenido de vapor de agua en el aire se debe esencialmente a la evaporación del agua a través de las paredes expuestas de los depósitos de agua, la humedad atmosférica (contenido de vapor de agua) será más alta en dichos lugares donde se tengan gran cantidad de agua y, menor en regiones calurosas. (Dossat, 1980)

#### **1.3.6.1. Carta psicométrica**

La carta psicométrica es un diagrama donde se demuestra las propiedades del aire tales como temperatura, humedad relativa, volumen, presión, etc.

Se utilizan para determinar cómo varían las propiedades de aire. (Dossat, 1980)

#### **1.3.6.2. Calculo y Trazo de la línea de acondicionamiento**

Se plantea a la línea de acondicionamiento a la recta que se traza sobre la carta psicométrica y donde se une el punto que señala al estado del aire que se desea mantener en el interior de un espacio (punto2) con el punto que señala las condiciones que debe tener el aire a la entrada de dicho espacio para mantener las condiciones deseadas (punto1), esta recta tiene la propiedad de demostrar que cualquier estado del aire que se encuentre sobre ella, puede satisfacer el

problema y la longitud de esta línea es inversamente proporcional al volumen manejado.

Su trazo sirve para analizar el trayecto del aire y determinar la capacidad del equipo adecuado en el área que desea climatizar.

El diagrama del trazo de la línea de acondicionamiento en la carta psicométrica se realiza como sigue según lo que indica (Dossat, 1980)

1. Realizar el balance térmico del recinto para obtener la cantidad de calor sensible que se debe suministrara o retirar.
2. Determinando el calor sensible, se calcula el volumen de aire necesario por circular en el interior del espacio según la ecuación.

$$V = \frac{Q_s}{(0.018)(60)(\Delta T)} = \text{CFM} \quad (1.23)$$

Donde

V = Cantidad de aire que debe circular por el espacio en (pies<sup>3</sup>/min)

$Q_s$  = Cantidad de calor sensible por ingresar o retirar del espacio en Btu/h

0.0018 = Calor necesario para elevar un pie<sup>3</sup> de aire a nivel del mar en 1°C ( $C_p \times C_v$  en condiciones estándar). Para este proyecto la instalación se hará a 26 m.s.n.m.

$\Delta T$  = Diferencia de temperatura de bulbo seco, entre el espacio por acondicionar y el aire que se va a inyectar del exterior.

60 = Factor de conversión de horas a minutos.

3. Determinado el flujo volumétrico del aire por circular se determina la variación de calor sensible que sufre el aire por el recinto según la ecuación 1.16. (Dossat, 1980)

$$\pm \Delta h_s = h_{s2} - h_{s1} = Q_{st} / m \text{ (BTU/lb)} \quad (1.24)$$

Donde:

$$m = (V(60)) / v \text{ (lb/h)} \quad (1.25)$$

4. Conociendo la temperatura de bulbo seco que se desea mantener en el espacio se debe determinar el calor sensible correspondiente según la ecuación: (Dossat, 1980)

$$Q_{s2} = m \cdot C_p \cdot T_{bs} \text{ (Btu/lb)} \quad (1.26)$$

5. Con el dato anterior se le quita o adiciona la variación de calor sensible que sufre el aire dando como resultado el calor sensible del aire a la entrada del recinto. (Dossat, 1980)

$$h_{s1} = h_{s2} + (\Delta h)_s = \text{(Btu/lb)} \quad (1.27)$$

6. Conociendo el calor sensible de aire de inyección se calcula la temperatura de bulbo seco del aire inyectado.

$$Q_{s1} = m \cdot C_p \cdot T_{bs\_1} \text{ (Btu/lb)} \quad (1.28)$$

$$T_{bs1} = h_{s1} / (C_p \cdot m) \text{ (°F)} \quad (1.29)$$

Nota: el calor latente, calor total o la humedad absoluta total se produce en forma similar al calor sensible. (Dossat, 1980)

± h <sub>s</sub>	Diferencia de entalpia sensible	F.C.S	Factor de calor sensible = 1
h <sub>s 1</sub>	Entalpia especifica del aire pto1	T <sub>bs</sub>	Temperatura de bulbo seco
h <sub>s 2</sub>	Entalpia especifica pto 2	C <sub>p</sub>	Calor especifico del aire
Q <sub>st</sub>	Calor sensible transferido del aire	0.24	Calor especifico medio del aire
m	Masa del aire seco en lb		

#### 1.3.6.3. Uso del factor de calor sensible (F.C.S) para trazar una línea de acondicionamiento.

La carga térmica total de refrigeración es la suma de las cargas sensibles y latentes.

Habiendo un término llamado “Factor de calor sensible” (F.C.S) que relaciona la ganancia de calor sensible y latente se obtiene este según la ecuación.

$$F.C.S = Q_s / (Q_s + Q_l) = Q_s / Q_T \quad (1.30)$$

### **1.3.7. Refrigerante y cálculo de su flujo másico**

Es un cuerpo que actúa como agente de enfriamiento absorbiendo calor de otro cuerpo sustancia. Con respecto al ciclo de compresión-vapor, el refrigerante es un fluido de trabajo del ciclo el cual alternativamente se vaporiza y condensa absorbiendo calor respectivamente, para que este sea apropiado debe poseer ciertas propiedades químicas, físicas y termodinámicas que lo hagan seguro, económico, satisfaga las necesidades de la aplicación y que sean seguros para el uso con respecto al medio ambiente. (Dossat, 1980)

Para calcular el flujo másico del refrigerante según la ecuación:

$$\dot{m} = \frac{Q_t}{(h_1 - h_4)} \dots \quad (1.31)$$

Donde:

$\dot{m}$  = flujo másico del refrigerante (kg/s)

$Q_t$  = Cantidad total de calor absorbida o ganada (kJ/s)

$h_1 - h_4$  = Entalpias del refrigerante en el evaporador (kJ/kg)

#### **1.3.7.1. Tipos de refrigerantes utilizados en los sistemas de climatización comercial.**

Los refrigerantes como el R-22 era hasta hace poco el gas refrigerante más utilizado en el sector del aire acondicionado, pero perjudicial para la capa de ozono. Actualmente ha sido sustituido por el R-410<sup>a</sup> el cual no daña la capa de ozono, ayuda al efecto invernadero, no son tóxicos, que sean eficientes energéticamente y sean estables en condiciones normales de presión y

temperatura pero este tiene una particularidad importante ya que no usa el mismo aceite mineral ("Enciclopedia libre")

En los anexos 5 y 6, se representan los parámetros termodinámicos del R22 y R410A.

#### **1.3.7.2. Diferencias entre el refrigerante R22 y el R410**

Dentro de la industria del acondicionamiento de aire las principales diferencias entre el refrigerante R22 y el R410A son: (MundoHVACR)

##### **1.3.7.2.1. R22**

Se le conoce también como Freón 22

A partir del año 2010, se ha discontinuado la fabricación del R22 para nuevos acondicionadores de aire.

El R22 es un hidro-clorofluorocarbono (HCFC) que contribuye al debilitamiento de la capa de ozono. (MundoHVACR)

##### **1.3.7.2.2. R410A**

Se le conoce también como Puron.

Ha sido aprobado para el uso en nuevos acondicionadores de aire.

Es un hidro-fluorocarbono (HFC) que no contribuye al debilitamiento de la capa de ozono.

Las nuevas unidades salen equipadas con este gas a partir del año 2014.

#### **1.3.7.3. Diferencias:**

- Los nuevos modelos de acondicionadores de aire diseñados con refrigerante R410A son más confiables y eficientes durante su operación, debido a que el R410A puede absorber y expulsar más calor que el R22, el compresor del acondicionador de aire puede funcionar más enfriado, reduciendo el riesgo de quema del mismo por sobrecalentamiento.

- El R410A además funciona a presiones más elevadas que el R22, de manera que se fabrican nuevos compresores para soportar mayores niveles de stress, reduciendo las chances de deterioro. Si se coloca refrigerante R410A en un sistema diseñado para R22, la presión será muy alta y la unidad se romperá.
- Todos los acondicionadores de aire usan aceite para lubricar el compresor durante su operación. Las unidades con R22 usan aceite mineral y las unidades con R410A usan aceite sintético. El aceite sintético es generalmente más soluble con R410A que el aceite mineral con R22. Esto significa que los sistemas que operan con R410A lo hacen de manera más eficiente reduciendo el riesgo de desgaste del compresor.
- Las presiones de trabajo del R 410A se incrementan casi el 60% de mayor presión a las del R-22, pero es la misma relación de compresión de la descarga/presión de succión.
- El R-410A ha demostrado tener un EER (coeficiente de eficiencia energética, por sus siglas en inglés) del 5 al 6% mayor que el R-22. También tiene una mayor capacidad y presión de descarga que el R-22, permitiendo que el diseño de equipos de aire acondicionado sea más pequeño y compacto. (MundoHVACR)

En la Figura 1.4 se presenta las diferencias con respecto a las presiones de funcionamiento.

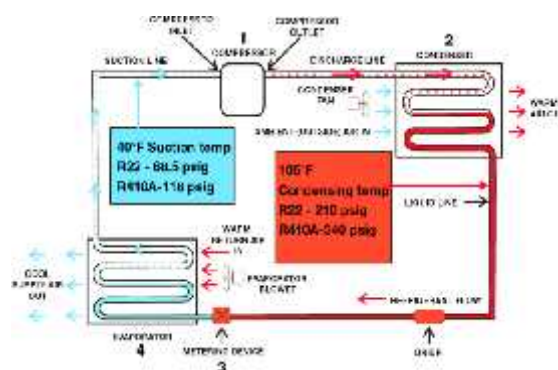


Figura 1.4 Comparativo de las presiones de trabajo del R 410A y las del R-22.  
(Fuente Químicos básicos)

### 1.3.8. Cálculo del coeficiente del rendimiento del sistema o eficiencia energética en el ciclo de compresión (COP)

El coeficiente de rendimiento (COP), es una expresión de la eficiencia de una bomba de calor. Cuando se calcula el COP de una bomba de calor, se compara la salida de calor del condensador (Q) con la potencia suministrada al compresor (W).

En otras palabras, el COP se define como la relación entre la potencia (kW) que sale de la bomba de calor como refrigeración o calor, y la potencia (kW) que se suministra al compresor.

El refrigerante está sometido cambios de estado, de temperatura y presión según circula a través del sistema de refrigeración, la información sobre estos cambios para los cálculos se puede obtener de tablas o de manera más sencilla sobre representaciones gráficas, la más utilizada es el diagrama presión entalpía o de Mollier. El diagrama tiene presión (bar, atm o kPa) en el eje vertical o de ordenadas y entalpía (Kj/kg o Kcal/kg) en el eje horizontal o de abscisas, y cada punto en el diagrama representa un estado del refrigerante en la figura 1.5.

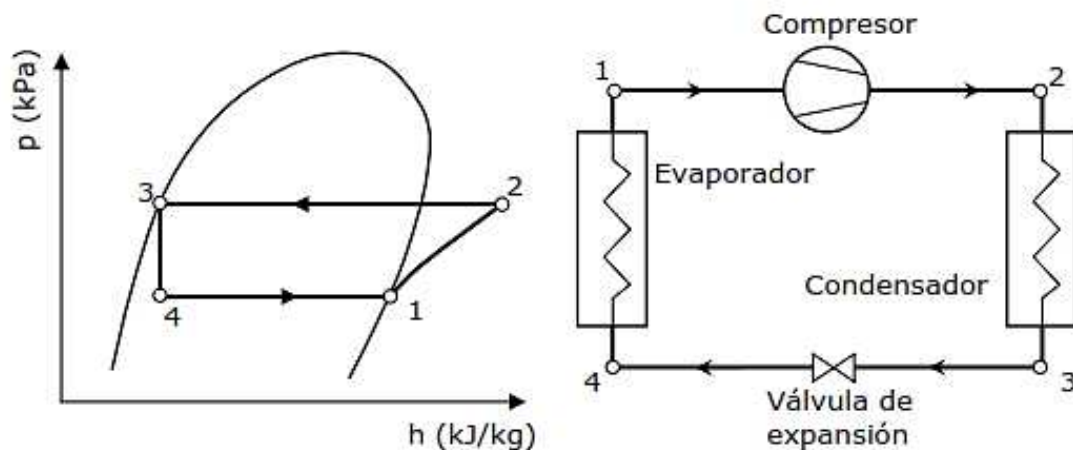


Figura 1.5 Ciclo simple de compresión mecánica

Se puede calcular de dos formas el COP:

$$\text{COP} = Q_{\text{evaporador}} / Q_{\text{compresor}} \quad (1.32)$$

O también se puede encontrar:

$$Q_A = h_2 - h_3 = \text{kJ/kg}$$

$$Q_B = h_1 - h_4 = \text{kJ/kg}$$

$$W_C = h_2 - h_1 = \text{kJ/kg}$$

$$\text{COP} = Q_B / W_C \quad (1.33)$$

Donde:

$h_1$  = entalpia al ingreso del compresor

$h_2$  = entalpia a la salida del compresor

$h_3$  = entalpia a la salida del compresor

$h_4$  = entalpia a la salida de válvula expansión

### **1.3.9. Compresores y cálculo de potencia teórica.**

El compresor de un sistema de acondicionamiento de aire es el componente clave para el funcionamiento del aire acondicionado o de una bomba de calor reversible y de él depende el comportamiento energético del equipo.

El compresor de aire acondicionado o bomba de calor tiene la función de comprimir el gas (fluido refrigerante) que permite en un ciclo de compresión/descompresión producir una transferencia de calor de una parte a otra de un circuito frigorífico.

El compresor genera una fuerza comprimiendo el gas que llega desde el evaporador en estado gaseoso. Esta presión aumenta la temperatura del gas que vuelve a su estado líquido y se calienta.

Un compresor eficiente hace más eficiente al aparato de aire acondicionado desde el punto de vista del consumo de energía.

Su consumo en relación al rendimiento de la instalación es el coeficiente de rendimiento o COP. (frio.com)

Para encontrar la potencia teórica del compresor según la ecuación:

$$P_T = \dot{m} (h_2 - h_1) \quad (1.34)$$



Donde:

$P_T$  = Potencia teórica del compresor

$m$  = flujo másico refrigerante

$h_2 - h_1$  = entalpías del refrigerante

#### **1.3.9.1. Tipos de compresores para sistemas aire acondicionado**

Compresor scroll o centrífugo: Un rotor en forma de espiral comprime el gas sin interrupción girando en torno a otro espiral fijo. Este tipo de compresor es el utilizado para los aires acondicionados domésticos o split al ser muy eficiente energéticamente hablando. (frio.com)

Compresor swing, rotativo o giratorio: Un tornillo sin fin gira para comprimir el gas entre el cilindro y una pieza rotatoria permite el paso del gas. Eficiencia media. (frio.com)

Compresor alternativo o de pistón: se utilizan uno o más pistones deslizantes de manera estanca en un cilindro para comprimir el fluido refrigerante, admitido en el cilindro por medio de una válvula o vía de paso, gracias a la aspiración causada por el retroceso del pistón. Este compresor es el menos eficiente.

Los dos últimos compresores se utilizan más para sistemas de aire acondicionado centralizado, en instalaciones para climatizar grandes superficies. (frio.com)

Compresor inverter:

El Compresor de aire acondicionado inverter se compone de dos cámaras de compresión fijas. Consta de un rodillo excéntrico para comprimir el líquido en cada cámara. Los dos rodillos están montados sobre el mismo eje y están diametralmente opuestos. Esta configuración permite un perfecto equilibrio de las tensiones aplicadas sobre los ejes lo cual evita las vibraciones, que prácticamente desaparecen.

La reducción de las vibraciones disminuye el ruido y hace que la vida del compresor aumente. Además, la fuerza de contacto entre el rodillo y la pared es menor, reduciéndose la fricción, lo cual mejora automáticamente el rendimiento de

este compresor. Como consecuencia de lo anteriormente descrito, utilizan cojinetes más pequeños y disminuye de la necesidad de lubricación, así mismo se obtiene una reducción del peso y todo esto hace que este tipo de compresores sean particularmente adecuados para funcionamientos a muy baja velocidad.

Los rendimientos de un compresor invertir son excepcionales, por encima de la media del 50% en comparación con compresores tipo scroll o centrífugo. La diferencia es aún más importante si trabajan a carga parcial. (frio.com)

### 1.3.10. Cálculo y criterios para el diseño de tuberías de refrigeración

Cuando se dimensionan las líneas de refrigerante para unidades de enfriamiento de sistemas divididos, se deben considerar los siguientes factores:

1. Pérdida de presión en línea de succión debido a fricción
2. Velocidad de línea de succión para retorno de aceite
3. Pérdida de presión en línea de líquido debido a fricción
4. Pérdida (o ganancia) en línea de líquido debido a columna de líquido

Teniendo en cuenta algunas consideraciones para el dimensionamiento de tuberías se recomiendan mantener una velocidad del flujo entre 1000 a 3000 ft/min para líneas de descarga y 1000 ft/min para líneas de retorno las cuales garantizan el arrastre de compresor (MundoHVACR),

Las tuberías se pueden dimensionar en función de la velocidad, de acuerdo a la ecuación:

$$\text{sección (A)} = \frac{C}{V} = \frac{\dot{V}}{d \cdot f} \quad (1.35)$$

$$\text{Reemplazando tenemos} \quad \pi \frac{D^2}{4} = \frac{\dot{V}}{C} \quad (1.36)$$

$$\text{Despejando tenemos} \quad D = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{V}}{\pi \cdot C}} = \sqrt{\frac{4(A)}{\pi}} \quad \text{metros} \quad (1.37)$$

Donde:

D = diámetro de la tubería (m)

$\dot{v}$  = caudal o flujo volumétrico en ( $\text{m}^3/\text{s}$ )

$c$  = velocidad del flujo refrigerante ( $\text{m/s}$ ).

$A$  = área (sección de tubería)

Para calcular el flujo volumétrico en la tubería se analiza de acuerdo a la ecuación:

$$\dot{V} = \dot{m} \cdot v \quad (1.38)$$

Donde:

$\dot{V}$  = flujo volumétrico en ( $\text{m}^3/\text{s}$ )

$\dot{m}$  = flujo másico del refrigerante en ( $\text{kg/s}$ )

$V$  = volumen específico en ( $\text{m}^3/\text{kg}$ )

### 1.3.11. Tipos de unidades de climatización y complementos

Los sistemas de climatización, se clasifican en función del fluido utilizado en los locales a acondicionar, es decir, el fluido que es introducido en los locales y que juntamente con los equipos o elementos terminales han de controlar las variables Como la temperatura humedad y calidad del air. Pueden distinguirse por tanto los siguientes tipos de sistemas: (Energisa.com)

- Sistemas todo aire: en los que el aire es el único fluido utilizado.
- Sistemas toda agua: en los que es este fluido el único puesto en juego.
- Sistemas aire – agua: en los que se utilizan aire y agua simultáneamente en el interior de los locales.
- Sistemas con refrigerante: en los que el fluido utilizado es un fluido refrigerante.

En el caso utilizaremos los sistemas de expansión directa, debido a que el refrigerante absorbe el calor del recinto, en una reacción similar a la sensación de frío que siente nuestra piel al evaporarse un fluido con un bajo punto de ebullición, como el alcohol o la acetona.

En los equipos de expansión directa, el refrigerante se condensa en la parte externa del recinto para rechazar este calor hacia el ambiente. Este ciclo de evaporación y condensación se lleva a cabo en tuberías de cobre.

Los interiores de los equipos se equipan de superficies diseñadas para aumentar la transferencia de calor, conocidas como serpentines. (Energisa.com)

#### **1.3.11.1. Tipos de equipos de expansión directa**

Entre este tipo de equipos tenemos:

Existen equipos acondicionadores condensados por aire y condensados por agua. En esta descripción se incluyen únicamente los condensados por aire, dada su fácil aplicación, asimismo, los equipos pueden ser compactos y partidos. Los primeros constan de una sola unidad, mientras que los partidos están formados por dos o más unidades.

En cuanto al servicio que prestan, los equipos se denominan unitarios, si se trata de equipos independientes en cada habitación, o individuales, cuando un solo equipo atiende al conjunto de la vivienda o local, los distintos tipos de equipos, se fabrican con o sin incorporación de bomba de calor. (Energisa.com)

#### **1.3.11.2. Equipo de aire acondicionado Split decorativos**

Es un equipo de climatización comercial conformado por dos unidades separadas, una interior (con evaporador, ventilador, filtro de aire y sistema de control) y otra exterior (con compresor y condensador). Ambas unidades se comunican entre sí mediante tuberías. La unidad interna se puede colgar del techo según el modelo. La unidad externa se puede instalar indistintamente al exterior del ambiente.

Los equipos de aires acondicionados split presentan como ventaja que son los más económicos y, por tanto, los más demandados en el mercado, añadiéndole la característica de que producen poco ruido y muchos son muy estéticos.

Generalmente se puede aplicar en lugares que ya se encuentran decorados sin afectar demasiado la apariencia del local. Inconvenientes:

Mantenimiento tiende a ser más periódico y frecuente en aplicaciones de ambientes de alta rotación de personas. (Arquigrafico).



Figura 1.8 Equipos Split decorativo piso techo

#### **1.3.11.3. Equipo de aire acondicionado Split ducto**

Este tipo de equipos está diseñado para climatizar con sólo un equipo a dos ó más ambientes a la vez, pero que están separados unos de otros. Este diseño se aplica con mucha frecuencia en locales donde se requiere de un confort extra y de un mayor nivel de decorado.

Ventajas:

Da imagen de alto valor y diseño costoso.

Alta estabilidad térmica y mantenimiento relativamente espaciado en el tiempo.

Inconvenientes:

Altísimo costo de instalación inicial, requiriendo de decoración y uso de plafones y techo rasos de alto costo de instalación. Uso obligado de conductos.

El equipo consta de una unidad interior, una unidad exterior y un termostato ambiental digital

La unidad interior puede ser instalada en forma horizontal o vertical, y la unidad exterior se instala en patio, terraza, azotea, etc.

Posee funciones de refrigeración y calefacción, permitiendo controlar el clima interior del recinto durante todo el año.

A pesar de su alto costo, resulta rentable a largo plazo debido al ahorro eléctrico por ser muy eficaz. Aplicación:

Diseñada para cubrir requerimientos de climatización en recintos de tamaño mediano, como, por ejemplo: Salas de estar y/o de reunión, bibliotecas, recepciones, locales comerciales u oficinas, también se emplea en edificios.

Es recomendable tener ya proyectado este sistema de aire acondicionado antes de la construcción de un ambiente u obra.

Sus capacidades varían desde 24.000 a 60,000 BTU/Hr  
Es del Grupo de Expansión Directa. (Clima)



Figura 1.9 Equipos de aire acondicionado Split ducto

#### **1.3.11.4. Equipo de aire acondicionado Paquete (ROOFTOP)**

Este tipo, están diseñados para trabajo pesado, aptos para climatizar pisos completos de oficinas o grandes extensiones se pueden aplicar a Centros Comerciales, cines, clínicas, gimnasios, supermercados, Industrias, minería, etc. (Clima)

Este equipo permite ahorrar energía, esta unidad de alta eficiencia proporciona máximo enfriamiento, usando una mínima cantidad de energía y compactando los serpentines, el evaporador, abanico y compresor alojados en una sola unidad exterior auto contenida. (Clima)

Alta estabilidad térmica y mantenimiento relativamente espaciado en el tiempo  
Equipo de diseño compacto para instalar al exterior en techumbres, terrazas, patio etc. El aire es canalizado desde el equipo hacia el recinto, mediante ductos metálicos o flexibles y se distribuye a cada dependencia través de rejillas y/o difusores.

Posee funciones de generación de frío para la temporada de verano y calor para el invierno, su funcionamiento es silencioso. (Clima)

Sus capacidades varían desde 75000 Btu/hr a 240000 Btu/hr (Clima)



Figura 1.10 equipo de aire acondicionado tipo paquete o central

#### **1.3.11.5. Controles para el control de sistemas de climatización**

El termostato se utiliza para controlar equipos de calefacción o refrigeración. En calefacción, al bajar la temperatura, el interruptor cierra el contacto que censa el calor. En refrigeración cierra el contacto que censa el frío cuando varía la temperatura en el ambiente. El modo de funcionamiento se controla dependiendo de la tecnología utilizada en la fabricación del equipo.

Los termostatos han sido calibrados en fábrica después de ser correctamente diseñados.

Se lo puede denominar como un dispositivo empleado a fin de mantener a la temperatura.

Éste se ubica en un sector determinado de un espacio asignado dentro de la vivienda o recinto, estos artefactos son bastante pequeños además pueden estar confeccionados de varios diseños, formas o tipos, pueden encontrarse aquellos constituidos de una lámina metálica o como los que se fabrican con microprocesadores incluidos.

El termostato de aire acondicionado puede tener varias formas, además de digitales, electrónicos, analógicos, mecánicos, y todos nos proporcionan la posibilidad manejar el circuito eléctrico que controla de la temperatura, ya que este dispositivo se encarga habitualmente de mantenerla regulada.

Al generarse el clima perjudicial en la habitación puede conllevar a que nos podamos sentir mal de salud, ya que el cuerpo del individuo es muy propenso a contraer los dolores típicos de garganta, y pulmonares algunas veces, ya que, al salir al exterior del ambiente refrigerado, nuestro organismo hace un choque con las fuerzas generadas del ambiente exterior produciendo así los cambios significativos citados anteriormente.



Por otro lado, se recomienda para plantear un buen uso de estos artefactos, sobre todo si queremos ahorrar en energía, es conveniente apagar el aire acondicionado a unos minutos antes de dirigirnos hacia la cama, ya que la climatización o refrigeración que se haya programado permanecerá firme durante un tiempo debido a la inercia térmica que en esas circunstancias el ambiente posee.

A modo de conclusión, se puede agregar que el termostato de aire acondicionado es fundamental en todo equipo de refrigeración, ya que sin este elemento estaríamos expuestos a temperaturas no gratas para la salud. Además, el termostato es como dato a obtener información del nivel de consumo que se tiene y de qué manera se debe climatiza a un ambiente 'para conseguir el buen confort como se presenta en la figura 1.11.



Figura 1.11 Control termostato digital

#### **1.4. Formulación del problema**

¿Cuáles son las características técnicas del diseño del sistema de climatización en el almacén de la distribuidora Droguería Difarlib de 4063?2 m<sup>2</sup> ubicado en la ciudad de Trujillo – 2017?

#### **1.5. Justificación del estudio**

Como justificación económica y practica porque realizando el diseño de un sistema climatización para el almacén de la distribuidora Droguería Difarlib S.R.L se logrará controlar y mantener las condiciones de temperatura requeridas para el almacenamiento de sus productos evitando perdidas por deterioro y calidad, así también cumplir una de las normas y recomendaciones estipuladas por el

departamento del ministerio de salud para el funcionamiento de este tipo de almacenes ya que este es un factor importante para asegurar la calidad de sus productos durante su almacenamiento y por ende incrementar su participación en el mercado.

Como justificación social tiene mucha importancia y aportación ya que ayudará a la empresa Difarlib SRL y otras empresas dedicadas al rubro del almacenamiento a poder mantener las condiciones de temperatura del aire.

Como justificación metodológica servirá como referencia y guía a profesionales dedicados al rubro de la climatización en la cual podrán determinar los puntos a analizar para lograr el acondicionamiento del aire. Este procedimiento también puede aplicarse a otro tipo de proyectos teniendo en cuenta que algunas condiciones puedan cambiar dependiendo de las necesidades que se requieran y ubicación del diseño, pero el procedimiento básicamente sería el mismo.

Como justificación institucional el diseño de sistemas de climatización, logra que el estudiante de la escuela profesional de ingeniería mecánica eléctrica de la universidad Cesar Vallejo logre realizar y definir un balance térmico y controlar las condiciones del aire utilizando conocimiento de termodinámica y mecánica de fluidos.

Como justificación ambiental, se tendrá en cuenta el uso de equipos de acondicionamiento de aire ecológicos como aporte a la protección del medio ambiente y ahorro energético al no utilizar equipos con R22 los cuales se ha prohibido su uso por afectar negativamente a la capa de ozono.

## **1.6. Hipótesis**

Realizando un balance de cargas térmicas del almacén de distribuidora droguería Difarlib S.R.L se pueden conocer las características técnicas para controlar las condiciones ambientales requeridas para el almacenamiento de sus productos.

## **1.7. Objetivos**

### **1.7.1. Objetivo General**

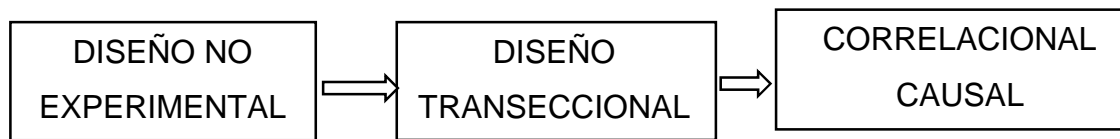
Diseñar un sistema de climatización para el almacén de la distribuidora droguería DIFARLIB S.R.L de 1332 m<sup>2</sup> – Trujillo – 2017.

### **1.7.2. Objetivo específicos**

- Determinar los valores de los parámetros climáticos de entrada y salida del almacén.
- Determinar el balance de cargas térmicas
- Análisis de las condiciones del aire para determinar el control de la humedad relativa.
- Determinar el tipo y flujo de refrigerante a utilizar en el sistema de refrigeración.
- Calcular la potencia del compresor.
- Selección de las unidades de climatización y otros equipos mecánicos.
- Realizar la evaluación económica.

## II. Método

### 2.1. Diseño de investigación



### 2.2. Variables, operacionalización

#### 2.2.1. Variables independientes

- Área del almacén
- Temperatura
- Capacidad de las cargas de enfriamiento

#### 2.2.2. Variables dependientes

- Sistema de climatización

Tabla 2.1 Operacionalización de Variables

Variables	Definición conceptual	Definición operacional	Indicadores	Escala de medición
Área del almacén	Dimensionamiento estructural del largo, ancho de un espacio según su arquitectura.	Espacio donde se analiza el balance térmico.	m <sup>2</sup>	Área total de transferencia = 4063.20 m <sup>2</sup>
Temperatura	Magnitud física que refleja o mide el nivel térmico o la cantidad de calor, ya sea de un cuerpo, de un objeto o del ambiente.	Rango al interior y exterior de un ambiente para el análisis térmico.	°C	De 29° a 23°

Variables	Definición conceptual	Definición operacional	Indicadores	Escala de medición
cargas térmicas de enfriamiento	Cantidad de ganancia calorífica en un espacio cerrado que se emplea como principio o base para la elección de un sistema de enfriamiento.	Estructura del almacén	Watts Kcal/h	36x37x11 m
		Iluminación		1314 Btu/h
		Personas		2314 Btu/h
		Filtración de aire	watts Btu/h Kcal/h	1000 – 3000 Btu/h
		Motores dentro del espacio		500 – 1250 Btu/h
Sistema de climatización	Consiste en crear a un espacio cerrado las condiciones de temperatura, humedad, calidad del aire para el bienestar de las personas y/o la conservación de las cosas.	Control de la temperatura en un espacio cerrado en este caso al interior del almacén.	Btu/hr TR	5 a 20 TR

## 2.3. Población y muestra

### 2.3.1. Población:

Sistema de climatización para almacenes de productos droguerías

### 2.3.2. Muestra (Datos del almacén)

Como muestra se tendrá el sistema de climatización para almacén de la empresa Difarlib S.R.L de 14652 m<sup>3</sup>.

## 2.4. Técnicas e instrumentos de recolección de datos, validez y confiabilidad.

Para el desarrollo de esta tesis se han considerado utilizar técnicas e instrumentos, según se detallan:

#### **2.4.1. Técnicas:**

De recolección de información, se tomarán datos de diseño del almacén por parte del área de arquitectura, así como los parámetros de temperatura u humedad dentro de este registrados por parte de la empresa.

De observación, se realizará la visita al almacén para verificar la infraestructura, los focos críticos de carga térmica, y sus limitaciones para el diseño del sistema de climatización.

Documental, se extraerán los datos climatologías registrados en la temporada de verano publicado por parte de Tu Tiempo.net publicadas en internet, así mismo se tomarán como guía los manuales, libros y revistas dedicadas al análisis de sistemas de climatización.

Analítica, se realizará un balance térmico del calor ganado en el almacén, así como un estudio psicométrico del aire para controlar y mantener las condiciones ambientales requeridas las cuales llevaran a una correcta selección de equipos y accesorios.

#### **2.4.2. Instrumentos**

Se utilizarán registros de la temperatura y humedad del almacén proporcionado por la empresa Difarlib, así como registros de los parámetros climatológicos del medio ambiente exterior en la temporada de verano registrados por entidades como Tutiempo.net, se utilizarán instrumentos de medición, y por último se hará uso de ecuaciones de transferencia de calor y balance térmico ya establecidas.

#### **2.5. Métodos de análisis de datos**

En el presente desarrollo de tesis se realizará utilizando teorías y documentos referentes a los sistemas de climatización.

#### **2.6. Aspectos éticos**

En el siguiente desarrollo de tesis se tiene como aspecto ético el respeto a la propiedad intelectual de los autores, a la veracidad de la documentación e información proporcionada por la empresa Difarlib y otros los cuales ayudaron a ser posible el desarrollo del presente trabajo.

### III. Resultados

En este capítulo antes de analizar cualquier estimación de la carga, se realizará un diagnóstico y estudio de su ubicación geográfica para determinar la orientación de sus estructuras, teniendo en cuenta el manual de “Aire Acondicionado” (Carrier, 2009), existe una corrección de la temperatura exterior para cada estructura del almacén de la distribuidora droguería DIFARLIB S.R.L el cual se muestra en el Figura 1.11.

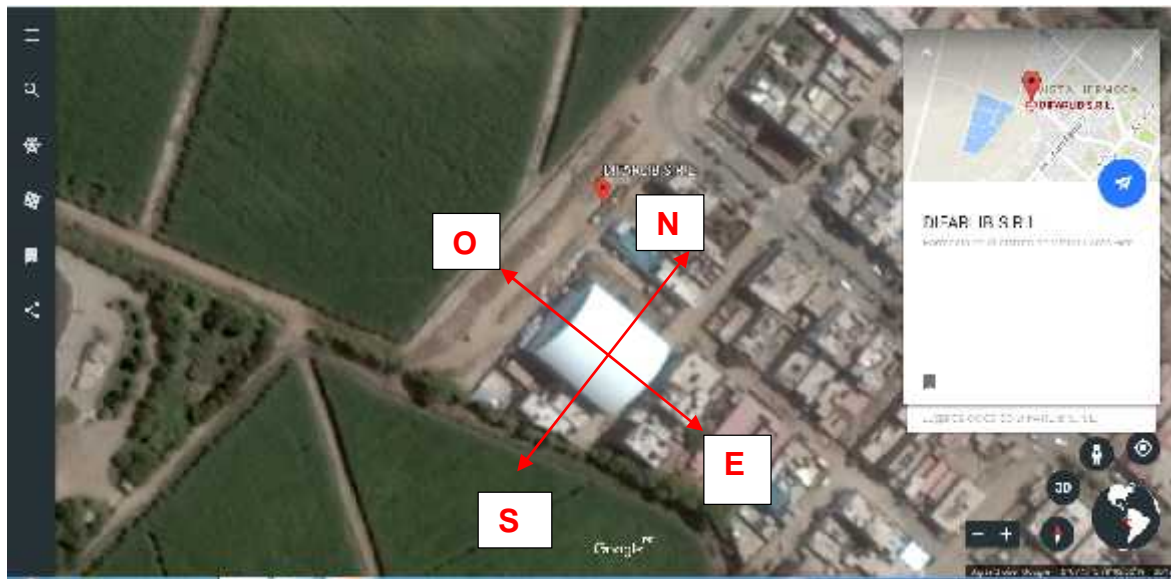


Figura 1.12 Ubicación geográfica del almacén (Difarlib S.R.L)

#### 3.1. Descripción general de las estructuras del recinto

De acuerdo al levantamiento de los planos de infraestructura y a la visita realizada al almacén de la distribuidora Droguería Difarlib S.R.L., se define la ubicación, dimensiones, distribución, información los lugares adyacentes, condiciones climatológicas del interior, y se recibe la información por parte de la empresa sobre sus registros climatológicos tomados durante la temporada de verano.

Para dicho estudio se debe tener en cuenta la línea del proceso del almacén el cual se tiene como finalidad el almacenamiento temporal y distribución de productos de droguería.

Las características constructivas y otros datos para el acondicionamiento del aire en el almacén se detallan según el anexo 4, 7 y 8:

- Paredes: (ladrillo común de 13 cm de espesor con una capa de mortero con agregado de arena de 2 cm con acabado en color blanco).
- Techo fabricado en acero zicalum 0.6mm con aislamiento térmico de poliuretano inyectado de 50 mm
- Piso: concreto de concreto armado de 0.2 m de espesor y mortero de cemento de 0.0254 m espesor
- Iluminación: 36 luminarias led de 200 watts c/u
- Dimensiones del recinto: exterior (37 m largo x 36 m ancho x 11 m altura)
- Ocupantes: 6 personas en actividad laborando durante 8 horas.

### **3.1.1. Descripción de áreas del almacén**

Las áreas y volumen detalladas a continuación en la tabla 3.1, has sido extraída de acuerdo al plano estructural de diseño por parte del área de arquitectura de la empresa Difarlib S.R.L.

Tabla 3.1 Dimensionamiento de paredes del almacén (según plano estructural)

Ubicación	Medidas m	Área m <sup>2</sup>
Pared N	(37 x 6)	222
Pared S	(37 x 11)	407
Pared E	(36 x 11)	396
Pared W	(36 x 11)	396
Techo	(36 x 37)	1332
Piso	(36.70 x 35.70)	1310.2
Área total 1332 m <sup>2</sup>		
Volumen 14652 m <sup>3</sup>		



### **3.1.2. Tipo de alumbrado**

Luminarias Smart led High Bay de 200 Watts (36 unid), se considerará el tipo de luminarias como lámparas fluorescentes

### **3.1.3. Cantidad de ocupantes**

La cantidad de ocupantes será de 6 personas en movimiento leve.

## **3.2. Determinar las condiciones del diseño interior y exterior para la climatización.**

Las condiciones para el diseño se utilizarán de acuerdo a lo requerido por la empresa Difarlib S.R.L.

- Temperatura requerida al interior:  $23^{\circ}\text{C} = 73^{\circ}\text{F}$
- Temperatura requerida al exterior:  $31^{\circ}\text{C} = 83^{\circ}\text{F}$
- Humedad relativa exterior: 78%
- Velocidad del aire: 10.4 km/h
- Latitud:  $8.1^{\circ}$
- Longitud:  $79.02^{\circ}$
- Altitud: 26 m.s.n.m

## **3.3. Cálculo de las cargas térmicas y análisis psicométrico.**

### **3.3.1. Cargas por transmisión y radiación a través del techo al exterior.**

Teniendo como dato para el análisis:

Temperatura exterior para techo corregida según tabla 1.2:  $40.66^{\circ}\text{C}$

Temperatura interior:  $23^{\circ}\text{C} = 296.15^{\circ}\text{K}$

Temperatura exterior del medio ambiente:  $31^{\circ}\text{C} = 304.15^{\circ}\text{K}$

Temperatura exterior para el techo corregida:  $40.66^{\circ}\text{C}$  (según tabla 1.2)

Velocidad del aire al exterior del anexo (1): 5.72 m/s

Coeficiente de conductividad de materiales de la cubierta según anexo (7) y (8)

Espesor del material: 0.05 m longitud de la cubierta 36 m x 37m

h<sub>1</sub>: se calculará de acuerdo a la ecuación 1.5 utilizando la resistencia al interior como lo indica ((IDAE), 2007) en la tabla 1.3 R convección al interior = 0.130 W/m<sup>2</sup> K, entonces tenemos:

$$R \text{ conv. Interior} = \frac{1}{h_c \quad i_i}$$

$$h_1 \text{ conv-interior} = \frac{1}{0.1 \quad \frac{W}{m^2 K}} = 7.69 \frac{W}{m^2 K}$$

Determinado el factor de convección h<sub>2</sub> al exterior:

Usando la ecuación 1.8 y utilizando las temperaturas interior y exterior en K

$$a_r = \frac{2 \cdot .1^4 - 3 \cdot .1^4}{2 \cdot .1 - 3 \cdot .1} = 1,08 \times 10^{-8} \text{ K}^3$$

Usando la ecuación 1.9 y utilizando el factor de emisividad de la cubierta aislada de  $\varepsilon = 0.2$  y  $\sigma = 5.67 \cdot 10^{-8} \left( \frac{W}{m^2 \cdot K^4} \right)$

$$C_r = 0.1 \times 5.67 \cdot 10^{-8} = 5.67 \times 10^{-9} \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

Calculando el coeficiente de superficie de la parte radiactiva según la ecuación 1.6

$$h_r = 1,08 \times 10^{-8} + 5,67 \times 10^{-9} = 1.65 \times 10^{-8} \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$$

Calculando el coeficiente de superficie  $h_c$  de la parte convectiva, teniendo en cuenta que este factor depende del viento determinaremos si es turbulento o laminar (velocidad m/s x altura m) (5.72 m/s x 36 m) = 206 m<sup>2</sup>/s    8 m<sup>2</sup> /s, se utilizará la ecuación 1.11 por ser un régimen turbulento.

$$h_c = 5,76 \cdot \sqrt[5]{\frac{5,7^4}{3}} = 11,35 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$$

Por último, se calcula de coeficiente de convección h2 usando la ecuación 1.6

$$h_2 = 1,65 \times 10^{-8} + 11,35 = 11,35 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$$

Seguidamente, se procede a calcular el coeficiente global de transmisión para el techo usando la ecuación 1.3. Teniendo como datos de los materiales según anexo 1.8 (para el techo ( $k_1 = 0,36$ ) espesor 0.05 m),  $h_{\text{interior}} = 7,69$ ,  $h_{\text{ext.}} = 11,35 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$ .

$$U = \frac{1}{\frac{1}{7,6} + \frac{0,05}{0,36} + \frac{1}{11,35}} = 2,80 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C}$$

Se calcula la ganancia de calor por conducción del techo usando la ecuación 1.2

$$Q = 2,80 \times 1332 \times (40,66 - 23)$$

$$Q = 65864,7 \text{ watts} \times 3,4 = 223940 \text{ BTU/h}$$

3.4 = factor de conversión de watts a Btu/hr.

### **3.3.2. Cargas por transmisión y radiación a través de paredes al exterior.**

) Pared orientación Norte: de calor.

Teniendo como dato para el análisis:

Temperatura exterior corregida según tabla 1.2: 17.2 °C

Temperatura interior: 23 °C = 296.15 K

Temperatura exterior: 31 °C = 304.15 K

Área pared: 222 m<sup>2</sup>

Velocidad del aire al exterior del anexo 1.1: 5.72 m/s

Coeficiente de conductividad de los materiales de la cubierta según anexo 4 y 8

Espesor del material: (tabique rojo 0.13 m, aplanado mortero 0.02 m, en ambas caras), altura de pared 6 m.

h 1: Coeficiente de transferencia de calor al interior, se utilizará que se obtuvo para el techo ya que el interior es igual en todo el almacén: h interior = 7.69 W/m<sup>2</sup> °K.

Determinado el factor de convección h2 al exterior:

Usando la ecuación 1.8 y utilizando las temperaturas interior y exterior en K

$$a_r = \frac{2 \cdot 10^{-4} - 3 \cdot 10^{-4}}{2 \cdot 10^{-3} \cdot 1} = 1,08 \times 10^{-8} \text{ K}^3$$

Usando la ecuación 1.9 y utilizando el factor de emisividad del anexo 1.10 del tabique rojo = 0.92 y  $\sigma = 5.67 \cdot 10^{-8} \left( \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}^4} \right)$

$$C_r = 0.92 \times 5.67 \cdot 10^{-8} = 5.21 \times 10^{-6} \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

Calculando el coeficiente de superficie de la parte radiactiva usando la ecuación 1.7

$$h_r = 1,08 \times 10^{-8} + 5,21 \times 10^{-6} = 5.22 \times 10^{-6} \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$$

Calculando el coeficiente de superficie  $h_c$  de la parte convectiva

Ya que este factor depende del viento determinaremos si es turbulento o laminar (velocidad m/s x altura m) (5.72 m/s x 6 m) = 34.32 m<sup>2</sup>/s 8 m<sup>2</sup>/s, se utilizará la ecuación 1.11 por ser un régimen turbulento.

$$h_c = 5,76 \cdot \sqrt{\frac{5.7^4}{6}} = 16.24 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$$

Por último, se calcula de coeficiente de convección h2 usando la ecuación 1.6.

$$h_2 = 5.22 \times 10^{-6} + 16.24 = 16.24 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$$

A continuación, se procede a calcular el coeficiente global de transmisión para la norte pared usando la ecuación 1.3. Teniendo como datos de los materiales según anexo 1.5.  $h$  interior se utilizará  $7.69 \text{ W/m}^2 \text{ K}$  y  $h$  exterior  $16,24 \text{ W/m}^2 \text{ K}$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{7.6} + \frac{0.0}{0.8} + \frac{0.1}{0.8} + \frac{0.0}{0.8} + \frac{1}{16.2}} = 2.58 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

Se calcula la ganancia de calor por conducción de la pared norte usando la ecuación 1.2

$$Q = 2.58 \times 222 \times (17.2 - 23)$$

$$Q = 329 \text{ watts} \times 3.4 = 1119 \text{ BTU/h}$$

3.4 = Factor de conversión de watts a Btu/h

) Pared orientación Sur: usando la ecuación 1.2

Teniendo como dato para el análisis:

Temperatura exterior corregida según tabla 1.2:  $28.66 \text{ °C}$

Temperatura interior:  $23 \text{ °C} = 296.15 \text{ K}$

Temperatura exterior:  $31 \text{ °C} = 304.15 \text{ K}$

Área pared:  $407 \text{ m}^2$

Velocidad del aire al exterior del anexo 1.1:  $5.72 \text{ m/s}$

Coeficiente de conductividad de los materiales según anexo 4.

Espesor del material: (tabique rojo  $0.13 \text{ m}$ , aplanado mortero  $0.02 \text{ m}$ , en ambas caras), altura de pared  $11 \text{ m}$ .

$h_1$ : Coeficiente de transferencia de calor al interior, se utilizará que se obtuvo para el techo ya que el interior es igual en todo  $h_{\text{interior}} = 7.69 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ .

Determinado el factor de convección  $h_2$  al exterior:

Usando la ecuación 1.8 y utilizando las temperaturas interior y exterior en Kelvin.

Debido a que las paredes están construidas del mismo material se consideran algunos datos ya analizados en la pared norte.

$$a_r = 1,08 \times 10^{-8} \text{ K}^3$$

$$C_r = 5.21 \times 10^{-6} \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

$$h_r = 5.22 \times 10^{-6} \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$$

Calculando el coeficiente de superficie  $h_c$  de la parte convectiva

Debido a que este factor depende del viento determinaremos si es turbulento o laminar (velocidad m/s x altura m)  $(5.72 \text{ m/s} \times 11 \text{ m}) = 62.9 \text{ m}^2/\text{s} > 8 \text{ m}^2/\text{s}$ , se utilizará la ecuación 1.11 por ser un régimen turbulento.

$$h_c = 5.76 \cdot \sqrt[5]{\frac{5.7^4}{1}} = 14.39 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$$

Por último, se calcula de coeficiente de convección  $h_2$  usando la ecuación 1.6.

$$h_2 = 5.22 \times 10^{-6} + 14.39 = 14.39 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$$

A continuación, se procede a calcular el coeficiente global de transmisión para la pared usando la ecuación 1.3. Teniendo como datos de los materiales según anexo 4 y 8. y  $h_{\text{interior}} = 7.69 \text{ W/m}^2 \text{ K}$  y  $h_{\text{ext.}} = 14.38 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ .

$$U = \frac{1}{\frac{1}{7.6} + \frac{0.0}{0.8} + \frac{0.1}{0.8} + \frac{0.0}{0.8} + \frac{1}{14.3}} = 2.61 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Se calcula la ganancia de calor por a través de la pared sur, usando la ecuación 1.2

$$Q = 2.61 \times 407 \times (28.66 - 23)$$

$$Q = 6012 \text{ watts} \times 3.4 = 20441 \text{ BTU/h}$$

) Pared orientación Oeste: usando la ecuación 1.2

Teniendo como dato para el análisis:

Temperatura exterior corregida según tabla 1.2: 25.8 °C

Temperatura interior: 23 °C

Área pared: 396 m<sup>2</sup>

Velocidad del aire al exterior del anexo 1: 5.72 m/s

Utilizando como dato el coeficiente global de transferencia de calor calculado para la pared sur ya que todas las paredes son construidas del mismo material tenemos  $U = 2.61 \text{ W/m}^2\text{°C}$

Se calcula la ganancia de calor a través de la pared oeste, usando la ecuación 1.2

$$Q = 2.61 \times 396 \times (25.8 - 23)$$

$$Q = 2894 \text{ watts} \times 3.4 = 9840 \text{ BTU/h}$$

) Pared orientación Este: usando la ecuación 1.2

Teniendo como dato para el análisis:

Temperatura exterior corregida según tabla 1.2: 23 °C

Temperatura interior: 23 °C

Área pared: 396 m<sup>2</sup>

Velocidad del aire al exterior del anexo 1: 5.72 m/s

Utilizando como dato el coeficiente global de transferencia de calor calculado para la pared sur ya que todas las paredes son construidas del mismo material tenemos  $U = 2.61 \text{ W/m}^2\text{°C}$

Se calcula la ganancia de calor por a través de la pared este, usando la ecuación 1.2 tenemos:

$$Q = 2.61 \times 396 \times (23 - 23) \text{ m}^2$$

$$Q = 1034 \text{ watts} \times 3.4 = 3516 \text{ BTU/h}$$

### 3.3.3. Ganancia de calor por conducción a través del piso al interior

Teniendo como dato el área del piso de 1310.2 m<sup>2</sup>, los coeficientes de conductividad de su material de construcción de la tabla 1.7, utilizando los datos del “h” interior = 7.69 W/m<sup>2</sup> K. que se obtuvo en el análisis para el techo, y despreciando el “h” exterior debido a que no se considera aire debajo de este.

Calculo del coeficiente de transmisión global usando la ecuación 1.3

$$U = \frac{1}{\frac{1}{7.6} + \frac{0.2}{2} + \frac{0.0}{0.1} + 0} = 6.15 \frac{\text{W}}{\text{m}^2} \text{ } ^\circ\text{C}$$

Ganancia de calor por el piso usando la ecuación 1.12

$$Q = 6.15 \times 1310.2 \times (21.83 - 23)$$

$$Q = 9428 \text{ watts} \times 3.4 = 32055 \text{ Btu/h}$$

### 3.3.4. Ganancia de calor sensible por alumbrado interior

Teniendo como dato que se utilizaran 36 lámparas de 200 watts c/u, y usando la ecuación 1.14

$$Q = 1,25 \times 36 \times 200$$

$$Q = 9,00 \text{ watts} \times 3.4 = 30600 \text{ BTU/h}$$

### 3.3.5. Ganancia de calor sensible y latente debida a las personas

Teniendo como dato el calor sensible por persona de 63 kcal/h, se calcula el efecto de calor sensible usando la ecuación 1.15.

$$Q_s = 6 \times 63$$

$$Q_s = 378 \text{ watts} = 1285 \text{ Btu/h}$$

Efecto de calor latente usando la ecuación 1.21



$$Q_l = 6 \times 50$$

$$Q_l = 300 \text{ watts } 1,023 \text{ BTU/h}$$

#### **3.3.5.1.1. Ganancia de calor sensible debido a las cajas para el almacenamiento de productos.**

Datos del material (cartón de 3mm) del anexo 13 y 14

Cantidad cartón en forma de cajas: 1428 und.

Calor específico de cartón: 0.160 Kcal/kg.

Peso del cartón x caja: 1.800 gr = 1.8 Kg

T° de ingreso del cartón al almacén, asumiendo que entra a 26° C

Peso del cartón según dato de planta anexo 13, 1428 unidades x 1.8 Kg/unidad dando un total de 2570 Kg de cartón dentro del espacio a climatizar.

Usando la ecuación 1.16

$$Q_s = 2570 \times 0.160 \times (26 - 23)$$

$$Q_s = 1,233.6 \frac{\text{k}}{\text{d}}$$

Debido a que se está analizando las ganancias de calor que se generan durante una hora se considerara solo el calor que disipa en 1 hora

$$Q_s = 1,233.6 \frac{\text{k}}{\text{d}} / 24 \text{ horas} = 51.4 \frac{\text{K}}{\text{h}} = 59.8 \text{ watts} = 175 \text{ Btu/h}$$

#### **3.3.6. Calor sensible emitido por los racks de acero inoxidable**

Usando la ecuación 1.16 se calcula el calor sensible emitido en los estantes de almacenamiento

Peso racks = 3500 kg

Calor específico = 0.110 Kcal/kg°C

T° de entrada = 22°C

$$Q_s = 3500 \times 0.110 \times (23 - 22) = 385 \frac{\text{K}}{\text{d}} / 24 \text{ horas} = 16 \text{ kcal/h}$$

16 kcal/h = 18.6 watts = 63 Btu/h (cantidad de calor que disipa los racks en una hora)

### **3.3.7. Ganancia de calor sensible por motores eléctricos**

Usando la ecuación 1.18 tenemos:

Ganancia de calor sensible de 01 Cámara frigorífica:

(Motor compresor de 2 HP (1941.4 W y/o 1.94 KW)

$$W_t^\circ = 1941.4 (1 - 0.836)$$

$$W_t^\circ = 318.39 \text{ Watts o } 1,086.4 \text{ Btu/h}$$

Ventilador de 1/8 HP (93.21 W y/o 0.094KW).

$$W_t^\circ = 93.21 (1 - 0.60)$$

$$W_t^\circ = 37.28 \text{ Watts o } 127.20 \text{ Btu/h}$$

Calor total aportado por la cámara es:

$$356 \text{ watts} = 1,214 \text{ Btu/h}$$

Ganancia de calor sensible de 12 extractores e inyectores de aire (motor eléctrico de 3 HP (2237.1 Watts y/o 2.24 KW).

$$W_t^\circ = 2237.1 (1 - 0.85)$$

$$W_t^\circ = 336 \text{ Watts} = 1145 \text{ Btu/h} \quad \text{Ganancia por equipo.}$$

Calor total aportado por los equipos de ventilación:

$$336 \text{ watts} \times 12 \text{ equipos} = 4,032 \text{ watts} = 13758 \text{ Btu/h}$$

### 3.3.8. Carga sensible por infiltración y ventilación del aire exterior.

Se calculará en primer lugar el Caudal del aire de ventilación teniendo en cuenta las 6 renovaciones por hora que se recomienda para este tipo de espacios, usando la ecuación 1.20 y tomando datos de la tabla 1.7.

$$Q = 14,652 \text{ m}^3 \cdot \text{x 6 ren./h} = 87912 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} = 24.42 \text{ m}^3/\text{s}$$

Carga sensible según la ecuación 1.19

$$Q_s = 24.42 \times 1.18 \times 1012 \times (31 - 23)$$

$$Q_s = 233291 \text{ watss} = 793189 \text{ BTU/h}$$

### 3.3.9. Carga latente por infiltración y ventilación del aire exterior.

Se calculará en primer lugar el Caudal del aire infiltrado y de ventilación de acuerdo a las 6 renovaciones de aire por hora recomendados y teniendo un volumen del almacén de 14,652 m<sup>3</sup>, usando la ecuación 1.20 y tomando datos de la tabla 1.7, y teniendo como dato del anexo 1.2 la humeada absoluta tenemos.

$$Q = 14,652 \text{ m}^3 \cdot \text{x 6} = 87912 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} = 24.24 \text{ m}^3/\text{s}$$

Usando la ecuación 1.22 tenemos:

$$Q_l = 24.42 \times 1.18 \times 2257 \times (0.0188 - 0.0124)$$

$$Q_l = 416.24 \text{ watts} = 1,415 \text{ BTU/h}$$

La carga térmica total calor ganada en el almacén usando la ecuación 1.1 y como se muestra en tabla 3.2

$$(Q_t = Q_s + Q_l)$$

Tabla 3.2 Cuadro de cargas térmicas latentes y sensibles ganadas en el almacén

<b>balance térmico total</b>		
<b>Concepto</b>	<b>Qs (w)</b>	<b>Ql (w)</b>
transmisión y radiación a través del techo	65865	
transmisión y radiación a través de paredes	10269	
transmisión a través del piso	9428	
ocupantes	378	300
iluminación	9000	
Calor debido al cartón	59.8	
Calor debido a los racks	18.6	
ganancia de calor motores eléctricos	4386	
infiltración y ventilación por aire exterior	233291	416.24
<b>total</b>	<b>332695.4</b>	<b>716.24</b>
<b>Q TOTAL =</b>	333411	watts
3.4 factor para convertir de watts a Btu/h	<b>1133597</b>	<b>BTU/h</b>

### 3.4. Análisis del ciclo psicométrico

#### 3.4.1. Determinación del factor de calor sensible F.C.S

Después del realizar el balance térmico del almacén, se conoce la cantidad de calor sensible que se desea retirar o suministrar, ahora se debe realizar un análisis de las condiciones de aire para determinar si el ambiente necesita ser humidificado o deshumidificado para mantener la humedad relativa en 60% +- 5%.

Este análisis se realiza planteando las condiciones a las que estará el aire.

$$Q_s = 332695.4 \text{ watts} = 1131164 \text{ Btu/h}$$

$$Q_L = 716.24 \text{ watts} = 2435 \text{ Btu/h}$$

$$Q_T = 333411 \text{ watts} = 1133597 \text{ Btu/h}$$

) Se determina el factor de calor sensible usando la ecuación 1.30

$$F.C.S = \frac{1}{1} \cdot 0.997 = 1$$

) Para el análisis del control de humedad se plantea las condiciones a las que se encuentra el recinto a climatizar: este se encuentra a 26 m.s.n.m, Cp/Cv

del aire = 0.018 del anexo 1.16. Se considera la cantidad de calor para elevar un ft<sup>3</sup> en 1°F, considerando una máxima calidad y según lo recomendado T = 15°F (Dossat, 1980),

J) utilizando la ecuación 1.23 se conoce la cantidad de aire que se moverá dentro del almacén:

$$V = \frac{1}{(0.018)(6)(1)} = 69825 \text{ CFM}$$

J) Calculo de la diferencia de humedad sensible

Se obtiene de acuerdo a la carta psicométrica el volumen específico del aire en el interior (p2) v = 13.7 a 23°C

Usando la ecuación 1.25 y 1.24,

$$m = \frac{6}{1.7} (6) = 305802 \text{ lb/h}$$

$$\Delta h_s = \frac{Q_s}{m} = \frac{1}{3} = 3.7 \left( \frac{\text{B}}{\text{lb}} \right)$$

- Calculando el calor sensible en el interior de recinto en el punto 2

Usando la ecuación 1.26. (cp del aire 0.24 según el anexo 1.17)

$$Q_{s2} = 1 \times 0.24 \times 73 = 17.52 \text{ Btu/lb}$$

- Conociendo el calor sensible  $h_2$  se calculara el calor sensible en el punto 1 de inyección  $h_1$

Usando la ecuación 1.27

$$h_{s1} = 17.52 - 3.7 = -13.82 \text{ Btu/lb}$$

J) Cálculo de la temperatura de bulbo seco de forma analítica en el punto 1 de inyección.

Usando la ecuación 1.29

$$T_{bs1} = \frac{1.8}{0.2 \times 1} = 57.58^\circ \text{F}$$

- Cálculo de la T usada en el paso número 2 corregida.

Luego de calcular la  $T_{bs1}$  en el punto de inyección analíticamente se recalculará el volumen del aire en el equipo climatizador y se realizará nuevamente el cálculo para encontrar los resultados reales en el punto de inyección.

$$\Delta T = 73 - 57.58 = 15.42^\circ \text{F}$$

- Recalculando la temperatura real de bulbo seco corregida en el punto de inyección.

Habiendo calculado la TBS en el punto de inyección obtenida de la forma analítica se puede obtener también usando el paso número 2 corregida para luego volver a calcular el volumen del aire en el climatizador por lo que realizamos nuevamente el procedimiento anterior.

$$\text{➤ } V = \frac{1}{(0.0)(6)(1.4)} = 67923 \text{ CFM}$$

J) Teniendo como dato el volumen específico del aire en el punto 3 de la carta psicrométrica al interior  $v = 13.7$

$$\text{➤ } m = \frac{6(6)}{1.7} = 297473 \text{ lb/h}$$

$$\text{➤ } \Delta h_s = \frac{Q_s}{m} = \frac{1}{2} = 3.80 \left( \frac{\text{B}}{\text{lb}} \right)$$

$$\text{➤ } h_{s2} = 1 \times 0.24 \times 73 = 17.52 \text{ Btu/lb}$$

$$\text{➤ } h_1 = 1.5 - 3.8 = 1.7 \text{ Btu/lb}$$

$$\text{➤ } T_{bs1} = \frac{1.7}{0.2 \times 1} = 57.1 \text{ } ^\circ \text{F}$$

) Se debe calcular nuevamente el calor total por inyección para poder plantearlo en la carta psicométrica y así encontrar sus demás valores.

QT del balance térmico  $Q_s + Q_l = 1133597 \text{ Btu/h}$ .

$$m = \frac{6(6)}{1.7} = 297472 \text{ lb/h}$$

$$\Delta h_s = \frac{Q_t}{m} = \frac{1}{2} = 3.81 \left( \frac{\text{B}}{\text{H}} \right)$$

) De acuerdo a lo planteado en la carta psicométrica de las condiciones en el interior tenemos  $hT_2 = 31 \frac{\text{B}}{\text{H}}$

) Ahora se procede a calcular el calor total en el punto de inyección:

$$hT_1 = 31 - 3.80 = 27.2 \text{ Btu/lb}$$

Se realizará una relación de los datos obtenidos para el balance de la relación de humedad.

PARAMETROS	AIRE EXTERIOR 3	AIRE INTERIOR 2	AIRE INYECTADO 1
TBS °F	86	73	57.58
TBS °F	77	63	57.1
TR °F	75	58	56
Ha (lb va/ lb as)	0.019	0.010	0.009
Ha (gr.va/lb as)	142	74	75
% HR	78	60	97
V (pie³/lb)	14.2	13.5	24
Ht (Btu/lb)	40		27.2
Hs (Btu/lb)	2370	17.52	13.7

$$H_a = (H_{a1} - H_{a3}) m$$

$$H_a = (0.009 - 0.0019) 2370$$

$$H_a = 16.82 \text{ lbs va/hr}$$

De acuerdo a lo que indica el libro de refrigeración de (Dossat, 1980), cuando el resultado es positivo significa que se necesita un humidificador que suministre 16.82 lb de vapor de agua por hora.

### **3.5. Selección y flujo másico del refrigerante**

Para el diseño del sistema de climatización se está seleccionando el refrigerante R410A (HFC) ya que según sus características responden a la mejora de eficiencia en los equipos de climatización logrando un buen rendimiento en el equipo.

No contiene cloro, por tanto, su OZONE DEPLETION POTENTIAL (ODP) es cero. No genera CO<sub>2</sub> en la instalación, porque la generación de la electricidad, genere o no CO<sub>2</sub>, está en otro lugar. En rigor ningún aire lo genera visto así. Pero la biomasa y gasoil sí.

Para el resultado del cálculo del flujo másico del refrigerante se calculará de acuerdo a la carga total de calor ganada en el almacén, donde se tienen como resultado  $Q_T = 333411 \text{ watts} = 1133597 \text{ Btu/h}$ , así mismo teniendo en cuenta las condiciones de diseño y otras limitaciones del almacén.

se está considerando dividir la carga total en sistemas de 60000 Btu/h, las cuales existen comercialmente en el mercado, seleccionando las entalpías del R-410A de acuerdo a las temperaturas de trabajo que estos presentan a presión atmosférica de 8°C en el evaporador y 50°C en el condensador se seleccionaron las siguientes entalpías de acuerdo al anexo 7 y 11.

Teniendo en cuenta que en la selección se optó por utilizar equipos de 60000 Btu/h del tipo Split ducto se analiza el flujo refrigerante y potencia teórica del motor compresor para esta capacidad de enfriamiento.



Q por equipo = 60000 Btu/hr = 17584.26 watts = 17.58 KJ/seg

h 1	428 KJ/kg
h 2	455 KJ/kg
h 3	292 KJ/kg
h 4 = h 3	292 KJ/kg

Se calculará el flujo másico del refrigerante considerando la carga total dividida en 60000 Btu/h usando la ecuación 1.31

$$\dot{m} = \frac{17.58}{(455 - 292)} = 0.129 \text{ Kg/seg}$$

### 3.5.1. Calculo del COP (eficiencia energética en el ciclo de compresión)

Utilizando la ecuación 1.33 y utilizando las entalpías obtenidas para el análisis del flujo másico del refrigerante tenemos:

$$Q_A = h_2 - h_3 = \text{KJ/kg} \dots\dots\dots Q_A = 163 \text{ KJ/kg}$$

$$Q_B = h_1 - h_4 = \text{KJ/kg} \dots\dots\dots Q_B = 136 \text{ KJ/kg}$$

$$W_C = h_2 - h_1 = \text{KJ/kg} \dots\dots\dots W_C = 27 \text{ KJ/kg}$$

Usando la ecuación 1.36

$$\text{COP} = Q_B / W_C \dots\dots\dots \text{COP} = 5$$

### 3.5.2. Calculando la potencia teórica del motor compresor

de acuerdo al flujo másico obtenido anteriormente, y usando la ecuación 1.34.

de acuerdo al flujo másico obtenido de 0.118 Kg/seg

$$P_T = 0.118 \times (455 - 428)$$

$$P_T = 3.51 \text{ KW} = 4.8 \text{ HP} = 5 \text{ HP}$$

### 3.5.3. Cálculo de las tuberías para el sistema de refrigeración

Teniendo en cuenta algunas consideraciones para el dimensionamiento de tuberías en el cual se recomiendan mantener una velocidad del flujo entre 1000 a 3000 ft/min para líneas de descarga y 1000 ft/min para líneas de retorno las cuales garantizan el arrastre de compresor (MundoHVACR).

Utilizando las recomendaciones máximas de 3000 ft/min x 0.00508 (factor de conversión a m/s tenemos 15.24 m/s para la línea de descarga, y 1000 ft/min = 5.08 m/s para la línea de retorno, y utilizando las entalpías de acuerdo a las temperaturas de trabajo del refrigerante en el sistema y tomando los datos del programa colpack tenemos que la velocidad

Calculando la tubería en la línea de retorno o succión se calculará primeramente el flujo volumétrico según la ecuación 1.38, utilizando como dato el flujo másico del refrigerante calculado anteriormente para la carga de 60.000 Btu/h = 0.13 kg/s, y volumen específico de acuerdo a las condiciones de temperatura de trabajo en el evaporador de 8°C representado en el programa coolpack = 0.0261 m<sup>3</sup>/kg según el anexo

$$\dot{V} = 0.13 \cdot 0.0261 = 3.393 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot (3.393 \times 10^{-3})}{\pi \cdot 5.0}} = 0.029 \text{ m} = 27 \text{ mm}$$
 Para la línea de retorno seleccionando

la tubería de 7/8 pulgada

Para la línea de descarga calculamos el flujo volumétrico según la ecuación 1.38, utilizando como dato el flujo másico del refrigerante calculado anteriormente para la carga de 60.000 Btu/h = 0.13 kg/s, y volumen específico de acuerdo a las condiciones de temperatura de trabajo a la salida del condensador de 50°C representado en el programa coolpack = 0.0091 m<sup>3</sup>/kg según el anexo

$$\dot{V} = 0.13 \cdot 0.0091 = 1.183 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot (1.1 \times 10^{-3})}{\pi \cdot 1.2}} = 0.00994 \text{ m} = 10 \text{ mm}$$
 Para la línea de descarga seleccionando la tubería de 3/8 pulgada.

### **3.6. Selección de unidades de climatización y otros equipos mecánicos**

Teniendo como resultado del balance térmico una ganancia total de calor de 1133597 Btu/h, así mismo conociendo las limitaciones del almacén sobre la disposición de espacios para la ubicación de equipos de gran volumen, se está optando por dividir la carga total ganada en múltiples sistemas con capacidades más pequeñas que se comercializan en el mercado peruano así mismo que se adecuen al requerimiento para vencer la carga ganada.

Después de analizar diferentes tipos de acondicionadores de aire se seleccionaron 18 equipos de 60000 Btu/h, los cuales dan un global de carga de enfriamiento de 114000 Btu/h, del tipo Split ducto ya que por su diseño pueden ubicarse horizontal o verticalmente y no son de gran volumen, pero responden a las exigencias requeridas de distribuir uniformemente el aire.

La ventaja de estos equipos está en lograr recircular gran volumen de aire ya que disponen de un ventilador del tipo centrífugo.

Para la selección del equipo se han tenido en cuenta las siguientes consideraciones y limitaciones:

- No hay disponibilidad de grandes espacios para la ubicación de equipos de gran volumen.
- De acuerdo al gran dimensionamiento del espacio a climatizar se requiere una distribución uniforme del sistema de climatización.
- No se pueden instalar sistemas de conductos de aire ya que el techo del almacén no está diseñado para soportar un peso adicional.

- Los espacios libre disponibles para la ubicación de equipos son de áreas limitada (aleros al exterior en ambos extremos y parte superior del almacén de 1m x 35 de largo)

De acuerdo al análisis de los refrigerantes se tuvo en cuenta que el sistema trabajara con refrigerante R-410<sup>a</sup> por su alto rendimiento frigorífico y energético, así mismo el suministro de energía debe ser acorde a lo que dispone el almacén el cual no indico las siguientes características eléctricas: 220 V – 3 PH – 60 Hz.

Otro punto a tener en cuenta es el avance tecnológico que existe para el control de estos equipos de climatización, para lo cual se está seleccionando un control termostato touch screen Display los cuales disponen de grandes opciones en la programación para el control de equipo.

También se tendrá en cuenta que el motor compresor que utilice el equipo sea del tipo scroll debido a su bajo nivel de ruido y gran ahorro energético.

### **3.7. Presupuesto del sistema de aire acondicionado.**

De acuerdo al presupuesto del anexo 19, por el suministro e instalación de los equipos de acondicionamiento del aire de acuerdo los resultados y requerimientos de la empresa DIFRALIB S.R.L el cual se detallan a continuación:

Capacidad 60000 BTU/HR – R – 410<sup>a</sup> ecológico

Cantidad 18 equipos

Marca: LENNOX - Tipo Split ducto

220 v — 3 PH - 60 HZ — 3 velocidades

Modelo U/C - 13ACXN060 (unidad condensadora)

Modelo U/V - BCRMA112452P2 (unidad evaporadora)

Así mismo se detalla el de control termostato marca CONFORTSTAT pantalla digital modelo TDT 900 — TOUCH SCREEN. (18 unidades)

Se detalla a continuación un fragmento de la propuesta económica según anexo 19:

DESCRIPCIÓN	und	COS/UNIT.	TOTAL
Suministro de equipos de aire acondicionado	18	1,394.45	\$ 25,100.10
Suministro de control termostato marca EMERSON.	18	83.20	\$ 1,497.60
Propuesta técnica por la Instalación de equipos de A/A	18	860.00	\$ 15,480.00
Costo total en dólares americanos + IGV.		<b>TOTAL</b>	<b>\$ 42,077.70</b>

Dicho presupuesto tiene una validez de 20 días hábiles.

#### **IV. Discusión**

Nº1. Los parámetros climatológico más críticos tomado en la temporada de verano (febrero 2017) para el desarrollo del diseño de sistemas de climatización se basa en recomendaciones del libro de “Acondicionamiento de aire” Cap. 6 de Edward Pita el cual indica que el interior de un edificio gana calor debido a varias fuentes una de ellas la temperatura y humedad del aire exterior y que de acuerdo a las condiciones de diseño del recinto este pierde o gana calor cuando hay una diferencia de temperatura entre dos espacios y que el calor siempre fluye del lugar de mayor temperatura al de menor temperatura y puede efectuarse la transferencia de calor por conducción, convección o radiación y el efecto es la reducción de las cargas pico o máximas.

Nº2. Del balance térmico realizado en este diseño del sistema de climatización se han analizado las ganancias de calor debido a la estructura del recinto y otras ganancias de calor del interior del almacén en la cual nos dio como resultado que se necesita una carga de enfriamiento de 1133597 Btu/hr o 94 TR para un espacio 1332 m<sup>2</sup>.

Comparando con la tesis de Edgar Napoleón Huanca Esquía “Diseño de un sistema de aire acondicionado para un restaurante ubicado en la ciudad de Lima” el cual dispone de un área de 288 m<sup>2</sup> le da como resultado del balance térmico una carga de enfriamiento de 334564 Btu/hr o 29.87 TR.

Nº3. Realizando un comparativo de acuerdo a las áreas analizadas y teniendo en cuenta las condiciones de diseño similares nos da como resultado que el análisis es correcto ya que su resultado por m<sup>2</sup> le da 1161 Btu/hr, si estos lo multiplicamos por el área de nuestro almacén de 1332m<sup>2</sup> no da como resultado un carga de enfriamiento de 1546452 Btu/hr, un poco más que nuestro resultado esto debido a que sus cargas ganadas varían por el tipo de aplicación y cantidad de personas en el interior de su recinto.

Nº4. El refrigerante utilizado (R410A) para el diseño del sistema de climatización se ha seleccionado debido a su alto desempeño, su alto rendimiento de

operación, es un refrigerante nulo en el daño de la capa de ozono y de una eficiencia energética favorable, es seguro utilizar bajo condiciones normales y no es toxico, otro punto importante es que tiene un costo de operación favorable.

Este criterio para la selección del refrigerante se ha tomado en cuenta de acuerdo a lo estipulado por la empresa Quimobasicos la cuál es la encargada y reconocida en fabricar y distribuir este tipo de refrigerantes.

Nº5. De acuerdo a la potencia obtenida del motor compresor se optó por seleccionar que el equipo climatizador de aire utilice motor compresor de tipo scroll ya que estos operan con niveles muy bajos de ruido y vibración son más compactos y más ligeros que los compresores de tipo pistón, este tipo de compresores está considerado como de última generación en compresores rotativos, este compresor alcanza valores del COP inusualmente alto debido a su alto rendimiento, otro punto muy importante es un compresor que presenta un gran ahorro energético según Mundo HVACR. (MundoHVACR)

Nº6. Los equipos seleccionados para este diseño de climatización se han tenido en cuenta el tamaño del equipo, espacio, ubicación, estética, generación de ruido, fácil Instalación, costos del equipo accesible, fácil mantenimiento y un factor muy importante que se ha tenido en cuenta el impacto con el medio ambiente y ahorro energético.

Esta selección comparando con lo que recomienda el libre “Manual de Aire Acondicionado” de Carrier 2009, se ha determinado que la selección ha sido correcta ya que en el indica que para la selección de equipos deben analizarse y aplicar algunos criterios que son de vital importancia ya que esta decisión depende la satisfacción del cliente. Los criterios a determinar y tener en cuenta son: la eficiencia energética, la capacidad de distribución uniforme del frio o calor, la rapidez de esta distribución, la ausencia del ruido, el espacio, la estética, y el factor económico aceptable.

## **V. Conclusión**

N° 1. En el análisis del presente proyecto de climatización para el almacén de la empresa Difarlib S.R.L, se utilizaron los parámetros climatológicos exteriores en la temporada de verano, (febrero 2017) registrados de acuerdo los datos estadísticos de Tutiempo.net (temperatura de bulbo seco 30.1°C y humedad relativa de 78 %), teniendo en cuenta el requerimiento de la temperatura de bulbo seco al interior de 23°C.

N° 2. Se realizó un balance térmico de la edificación para determinar las máximas ganancias de calor sensible y latente debido a la infraestructura al exterior, interior y diversos factores en el almacén se obtuvieron 1133597 Btu/hr o 94 TR, para lo cual se seleccionó una carga de enfriamiento de 1140000 Btu/h logrando contrarrestar el calor ganado dentro del almacén.

N° 3. Del análisis psicométrico realizado sobre las condiciones del aire, se obtuvo como resultado que se necesita un humidificador que inyecte 16.82 lb de vapor de agua en una hora.

Suministrar de aire para mantener la humedad relativa requerida de 65%

N° 4. Se realizó un comparativo de los diferentes refrigerantes utilizados en los sistemas de climatización determinado el uso de refrigerante HFC (R410A) ya que estos son menos agresivos con la capa de ozono y el cual no tiene efecto sobre ella al no contener cloro por tanto su OZONO DEPLETION POTENCIA (ODP) es cero, por la protección del medio ambiente y su bajo consumo de energía.

De acuerdo al resultado total de la carga térmica obtenida, se seleccionó el refrigerante R410A.

N° 5. Teniendo en cuenta las condiciones de diseño de la infraestructura, no se puede considerar la instalación de un solo equipo ya que sería este de gran volumen debido a la carga de enfriamiento requerida, se optó por seleccionar 18 equipos de 60.000 Btu/hr dando un total de 1140000 Btu/hr. del tipo Split ducto debido a que este tipo de equipos mueven gran flujo y presión de aire enfriado.



N° 6. Del análisis del flujo refrigerante (0.13 Kg/seg), se obtuvo la potencia teórica del motor compresor de 4.8 KW y/o 5 HP

N° 7. Para el control de este equipo se optó por utilizar controles termostatos de fácil acceso y programación y acorde con la tecnología de punta.

N° 8. Como sugerencia se concluye que debido al constante desarrollo de la tecnología en los sistemas de climatización todo profesional dedicado a este rubro debe actualizarse constantemente para poder seguir participando competitivamente en el mercado de los sistemas de climatización.

## **VI. Recomendaciones**

Nº 1. Se recomienda para futuros diseños en sistemas de climatización realizar un estudio más minucioso de las condiciones del aire para el control de la humedad relativa ya que esta varía durante todo el año, así como mantener la calidad de aire en el interior con sistemas de extracción e inyección de aire para remover el aire viciado.

Nº 2, Otra recomendación para los sistemas de climatización es el uso de controles domotizados los cuales ayudan en mantener un mejor control de los equipos sin la necesidad de estar frente a este.

Nº 3. Se recomienda planificar un mantenimiento preventivo para los equipos de aire acondicionado ya que estos por su constante uso están expuestos, se saturan rápidamente de suciedad debido a las partículas que existen en el aire generando problemas en su funcionamiento y rendimiento.

Nº 4. Como último punto se recomienda, se tenga en cuenta la instalación de un sistema deshumidificador para el control de la humedad en el interior ya que sería recomendable para la conservación de sus productos.

## VII. Referencias bibliográficas

"Enciclopedia libre", **Wikipedia**. <https://es.wikipedia.org/wiki/R22>. [En línea]  
**(IDAE), INSTITUTO PARA LA DIVERSIFICACION Y AHORRO DE LA ENERGIA. 2007.** Diseño y calculo de aislamiento termico de conducciones, aparatos y equipos. Madrid : Asociacion Tecnica Española de Climatizacion y Refrigeracion (ATECYR), 2007.

**acondicionado.com, El aire.**

<https://www.elaireacondicionado.com/articulos/gases-r410a-r407c>. [En línea]

**Arquigrafico**. <https://arquigrafico.com>. [En línea]

**Bibing.us.es.**

[bibing.us.es/proyectos/abreproy/4049/.../3.+EQUIPOS+DE+CLIMATIZACIÓN.pdf](http://bibing.us.es/proyectos/abreproy/4049/.../3.+EQUIPOS+DE+CLIMATIZACIÓN.pdf)  
. [En línea]

**Canaria, Univeridad las Palmas de Gran. 2017.** Conveccion en cerramiento - Cap1. España : s.n., 2017.

**Carrier Air Conditioning Company. 1980.** Manual Aire Acondicionado. New York : MARCOMBO - BOIXAREU EDITORES, 1980. 5ta Impresion.

**Carrier. 2009.** Manual del alire acondicionado. [aut. libro] Carrier air conditioning. España : Marcombo, 2009.

**Clima, Electro.** [www.electroclima.com.pe](http://www.electroclima.com.pe). [En línea]

**DIFARLIB. 2017.** DISTRIBUIDORA FARMACEUTICA LIBERTAD S.R.L. 2017.

**Digital, Aula.** <https://sites.google.com/site/caloriasybtu/edificios-paredes-conveccion-coeficientes>. [En línea]

**Dossat, Roy J. 1980.** Principios de refrigeracion . Mexico : CECSA, 1980.

**Energisa.com.** <https://nergiza.com/que-es-un-sistema-de-climatizacion-aire-agua/>. [En línea]

**Esquí, Edgar Napoleón Huanca. 2016.** Diseño de un sistema de aire acondicionado para un restaurante ubicado en la ciudad de Lima. Lima : s.n., 2016.

**frio.com, Calor y.** <https://www.caloryfrio.com/aire-acondicionado/aire-acondicionado-comercial/compresor-de-aire-acondicionado.html>. [En línea]

**Grupo PUCP . 2015.** Termidnamica para Ingenieros . [aut. libro] Grupo Pontificia Universidad Catolica del Peru. Lima- Peru : s.n., 2015.

**http://www.sc.ehu.es.** <http://www.sc.ehu.es/nmwmigaj/CartaPsy.htm>. [En línea]  
**Ingemecanica.com.** <http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn255.html>.  
[En línea]

**Isover. 2011.** Manual de aislamiento en la industria. Badalona - España : salvador Escoda S.A, 2011.

**Madrid, Universidad Politecnica de.**

<http://webserver.dmt.upm.es/~isidoro/bk3/c08/Termodinamica%20del%20aire%20humedo.pdf>. [En línea]

**MundoHVACR.** <https://www.mundohvacr.com.mx/mundo/2014/07/sistemas-para-la-industria-farmaceutica/>. [En línea]

**Peru, MInisterio de Salud del. 2016.**

[http://www.digemid.minsa.gob.pe/UpLoad/UpLoaded/PDF/Publicaciones/DocumentosVarios/P32\\_2015-12-29\\_RM\\_833\\_2015](http://www.digemid.minsa.gob.pe/UpLoad/UpLoaded/PDF/Publicaciones/DocumentosVarios/P32_2015-12-29_RM_833_2015). [En línea] 2016.

**Peru, Ministerio de Salud del. 2016.** Manual de guía de buenas practicas de almacenamiento de medicamentos.

[http://www.digemid.minsa.gob.pe/UpLoad/UpLoaded/PDF/EAccMed/ReunionesTecnicas/PONENCIAS/MARZO\\_2016/PONENCIA\\_DIA2/03\\_ETDEF\\_DIGEMID\\_MANUAL\\_BUENAS\\_PRACTICAS.pdf](http://www.digemid.minsa.gob.pe/UpLoad/UpLoaded/PDF/EAccMed/ReunionesTecnicas/PONENCIAS/MARZO_2016/PONENCIA_DIA2/03_ETDEF_DIGEMID_MANUAL_BUENAS_PRACTICAS.pdf). [En línea] 2016.

**Pita, Edward G. 1994.** Acondicionamiento de aire - Principios y fundamentos. Mexico : OMPAÑIA EDITORIAL CONTINENTAL S.A. CECSA, 1994.

**Raul, Paredes Rosario. 2013.** Termodinamica para Ingenieria Industrial. Lima : Universidad privada del norte S.A.C, 2013. ISBN978-9972-2516-5-8.

**Refrigeración, Asociación Técnica Española de Climatizacion y. 2007.** Guía térmica para el diseño y cálculo del aislamiento térmico de conducciones, aparatos y equipos. Madrid - España : IDAE, 2007. 978-84-96680-08-1.

**Refrigeración, Asociacion Técnica Española de Climatización y. 2007.** Guía térmica para el diseño y calculo de aislamiento termico de conducciones. Madrid - España : IDAE, 2007. 978-84-96680-08-1.

**Rosado, Zaidel Ceballos. 2009.** Proyecto de un sistema de acondicionamiento de aire para un area de quisrofanos, localizado en la ciudad de Villaflores - Chiapas. Villaflores - Chiapas - Mexico : s.n., 2009.

**Salud, Ministerio de.**

[http://www.digemid.minsa.gob.pe/UpLoad/UpLoaded/PDF/EAccMed/ReunionesTecnicas/PONENCIAS/MARZO\\_2016/PONENCIA\\_DIA2/03\\_ETDEF\\_DIGEMID\\_MANUAL\\_BUENAS\\_PRACTICAS](http://www.digemid.minsa.gob.pe/UpLoad/UpLoaded/PDF/EAccMed/ReunionesTecnicas/PONENCIAS/MARZO_2016/PONENCIA_DIA2/03_ETDEF_DIGEMID_MANUAL_BUENAS_PRACTICAS). [En línea]

**Slideshare.** <https://es.slideshare.net/martorque/calculo-carga-refrigeracin>. [En línea]

**Tiaguaro, Irma Cristina López Perés Y María Gabriela Orejuela. 2009.** Diseño de un sistema de climatización para el hotel Zeus. Riobamba - Ecuador : s.n., 2009.

**TuTiempo.net.** <https://www.tutiempo.net/clima/10-2017/ws-845010.html>. [En línea]

**Vasco, Universidad del País.** <http://www.sc.ehu.es/nmwmigaj/CartaPsy.htm>. [En línea]

**Zaldívar, Juan Pérez. 2013.** Climatización de un supermercado LIDL. Madrid - España : s.n., 2013.

## VIII. Anexos

### Anexo 1 Parámetros climatológicos (Fuente TuTiempo.net)

Datos reportados por la estación meteorológica: 845010 (SPRU)   Latitud: -8.1   Longitud: -79.03   Altitud: 26									
Datos climáticos: Febrero 2017									
Día	T	TM	Tm	SLP	H	PP	VV	V	VM
1	25.9	29.3	23.7	1009.5	83	0	8.9	13.7	20.6
2	25.8	28.4	23.7	1009.4	86	0	8.2	12.2	18.3
3	26	29.4	23.7	1009.7	84	0	8.9	12.8	18.3
4	26.5	29	23.8	1009.9	81	0	8.7	10.7	18.3
5	26.1	29.3	23.8	1009.1	85	2.03	6.6	7.8	18.3
6	26.2	29.4	24.2	1008.8	84	0	8.5	12.8	18.3
7	25.8	29	23.8	1009.6	83	0	8	13	20.6
8	25.7	28.8	23.8	1010.2	82	0	9.7	11.3	16.5
9	25.2	28.4	23.6	1010.5	83	0	8.7	10.9	16.5
10	25.8	29	23.7	1010.1	81	0	8.7	10.9	20.6
11	26.2	29.2	24	1010.2	81	0	8.5	11.7	18.3
12	26.3	29.8	24.4	1010.3	83	0	7.9	11.3	16.5
13	27.2	30	24.5	1009.9	79	0	9.5	9.3	20.6
14	27	30.4	25.5	1011.1	83	2.03	9.3	7.6	29.4
15	26.2	30.8	23.6	1012.4	84	0	9.5	10.6	20.6
16	27.6	30.2	24.9	1012.5	80	1.02	10	9.8	16.5
17	28.1	30.7	25.6	1011.5	78	0	10	10.4	20.6
18	28	31.3	26	1010.9	78	0	10	11.9	20.6
19	27.3	31.6	24.5	1012	81	-	9.7	9.8	18.3
20	26.6	30.8	24.5	1011.9	85	16	9.7	11.5	22.2
21	26.8	29.4	24.9	1011.4	83	1.02	9.3	12.8	22.2
22	26.8	29.3	25.2	1011.1	83	0	8.7	13	18.3
23	26.6	29	24	1011.8	86	3.05	9	10.9	24.1
24	26.6	29.2	24.8	1011.3	81	0	8.4	13.9	20.6
25	26.3	29.5	24.6	1011.5	81	0	7.9	15.2	20.6
26	26.7	29	24.8	1011.3	74	0	9	13.1	20.6
27	26.1	29.2	23.9	1012.1	81	0	8.2	12.4	18.3
28	26.4	28.8	22.5	1011	78	0	9.5	13.7	20.6
29	25.3	28.4	23.8	1011	79	0.25	8.9	17.4	20.6
30	23.8	27.5	21.9	1011.2	83	0.25	8.5	18	22.2
31	23.3	26	21.6	1012.5	85	0.51	8.2	13	20.6
Medias totales y mensuales									
	26.3	29.4	24.1	1010.8	81.9	26.16	8.9	12	20

<b>T</b>	Temperatura media (°C)	<b>PP</b>	Precipitación total de lluvia y/o nieve derretida (mm)
<b>TM</b>	Temperatura máxima (°C)	<b>VV</b>	Visibilidad media (Km)
<b>Tm</b>	Temperatura mínima (°C)	<b>V</b>	Velocidad media del viento (Km/h)
<b>SLP</b>	Presión atmosférica a nivel del mar (hPa)	<b>VM</b>	Velocidad máxima sostenida del viento (Km/h)
<b>H</b>	Humedad relativa media (%)		

**Anexo 2 Reglamento del ministerio de salud - Digemid**  
(fuente <http://www.inr.gob.pe/transparencia/transparencia/resoluciones/2012/RD20306-2012-SA-DG-INR.pdf>)

<b>Proceso:</b> Control del suministro de productos farmacéuticos, Dispositivos Médicos y Productos Sanitarios:		
<b>NOMBRE DEL PROCEDIMIENTO:</b>	2 Almacenamiento	<b>FECHA:</b> 03/09/12 <b>CÓDIGO:</b> PRO02-SFARMA-ALM

**PROPÓSITO:** Mantener los productos del Almacén del Servicio de Farmacia de Productos Farmacéuticos, Dispositivos médicos y Productos Sanitarios del Instituto Nacional de Rehabilitación Dra. Adriana Rebaza Flores- Amistad Perú Japón en óptimas condiciones desde su ingreso hasta su dispensación.

**ALCANCE:** Aplicable al personal del Servicio de Farmacia del Almacén de Productos Farmacéuticos, Dispositivos Médicos y Productos Sanitarios del Instituto Nacional de Rehabilitación Dra. Adriana Rebaza Flores- Amistad Perú Japón.

POLÍTICAS	
N°	ENUNCIADOS
1	Los productos son almacenados considerando las condiciones especiales que requieran.
2	Las condiciones de almacenamiento se inspeccionan periódicamente.
3	Durante el desarrollo de sus actividades el personal deberá observar en todo momento las normas de seguridad

**RESPONSABILIDADES**

**QF Responsable del Servicio de Farmacia y el Q.F. responsable del Almacén de Expendio de Productos Farmacéuticos, Dispositivos Médicos y Productos Sanitarios**

Supervisar y verificar el cumplimiento de las BPA y tomar acciones si requiera

Supervisar periódicamente las condiciones de almacenamiento establecidas en los procedimientos, y verificar el estado de conservación del almacén y de los productos e informar al QF Jefe del Servicio de Farmacia.

- **Personal Técnico en farmacia**
- Realizar las lecturas de temperatura y humedad.

**DESCRIPCIÓN DE PROCEDIMIENTOS**

**De la seguridad del almacén**

1. El almacén deberá tener visible en todo momento una señalización que prohíbe el ingreso a personal no autorizado.
2. El personal que ingresa al almacén debe hacerlo sin portar mochilas y bolsos personales u otro recipiente ajenos a las actividades del almacén.
3. El Personal técnico en farmacia de almacén deberá mantener las puertas del almacén cerradas.
4. Toda persona ajena al almacén que ingrese deberá ser acompañada por un Personal técnico en farmacia de almacén.

**Del control de temperatura y humedad**

5. El Personal técnico en farmacia efectúa diariamente dos lecturas a los controladores de temperatura y humedad:  
La temperatura y humedad ambiental se registra en el formato PRO02-SFARMA 01 (que es un registro tipo almanaque) y se realiza de la siguiente manera:
  - Primer registro, entre las 06 - 09 de la mañana.
  - Segundo registro, entre las 03 - 04 de la tarde.
Verifica que la temperatura y humedad se encuentren dentro de los límites adecuados:

**Temperatura**

  - Ambiental: Entre 15 a 25 grados centígrados. Nunca más de 30°C.

**Humedad**

  - Entre 50% y 60% de humedad relativa
6. Si el nivel de temperatura dentro del almacén está fuera de los límites señalados, se tomarán las siguientes acciones:
  - Si es superior, aumentar la ventilación regulando los equipos de aire acondicionado o refrigeración.

<b>ELABORADO POR:</b> Q.F. JOSÉ A. CORTÉZ SALAZAR	<b>REVISADO POR:</b> Q.F. Miguel Aguije Díaz Director Técnico	<b>APROBADO POR:</b> Q.F. Miguel Aguije Díaz Director Técnico
--	---	---



Anexo 3 Ganancia de calor de la persona debido a su actividad (fuente  
"Acondicionamiento de aire" Edward Pita

Grado de actividad	Espacio	Calor total, Btu/h		Calor sensible Btu/h	Calor latente Btu/h
		Hombre adulto	Ajustado M/F <sup>2</sup>		
Sentado en el teatro	Teatro, matiné	390	330	225	105
Sentado en el teatro, noche	Teatro, noche	390	350	245	105
Sentado, trabajo muy ligero	Oficina, hoteles y apartamentos	450	400	245	155
Trabajo de oficina de actividad moderada	Oficina, hoteles y apartamentos	475	450	250	200
De pie, trabajo ligero; caminando	Almacén por departamento, almacén de ventas	550	450	250	200
Caminando, de pie	Droguerías, bancos	550	500	250	250
Trabajo sedentario	Restaurantes	490	550	275	275
Trabajo ligero en mesa	Fábricas	800	750	275	475
Baile moderado	Salón de baile	900	850	305	545
Caminando a 3 mph; trabajo ligero en máquina	Fábricas	1.000	1.000	375	625
Juego de bolos	Salón de boliche	1.500	1.450	580	870
Trabajo pesado	Fábricas	1.500	1.450	580	870
Trabajo pesado en máquinas; levantándose	Fábricas	1.600	1.600	635	965
Actividades atléticas	Gimnasio	2.000	1.800	710	1.090

Fuente: *Ashrae* (2005).



## Anexo 4 conductividad térmica de los materiales de la estructura

### Conductividad térmica del techo o cubierta

Techo: Panel de acero con núcleo aislante de poliuretano rígido inyectado

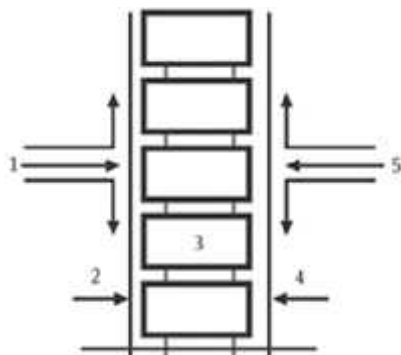


Material	Espesor en m	K (watts/m.°K)
Panel de acero con núcleo aislante	0.05	0.36

### Conductividad térmica de la pared exterior (fuente de (MundoHVACR)).

Muro exterior

Aquí vemos cómo la transmisión y la convección actúan simultáneamente.



Material	Espesor en m	K (wat/m.°K)
Aplanado de mortero	0.02	0.87
Tabique rojo recocido	0.13	0.87
Aplanado de yeso	0.02	0.70

### Conductividad térmica de materiales construcción para piso

MATERIAL	Conductividad Térmica (W/m.K)	Espesor (m)	Densidad (kg/m³)
Concreto Armado	$\lambda_1 = 2$	$L_1 = 0.04$	2400
Poliestireno	$\lambda_2 = 0.037$	$L_2 = 0.04$	14.95
Mortero Cemento Arena	$\lambda_3 = 0.17$	$L_3 = 0.01$	2000

## Anexo 5 Propiedades Termodinámicas del R22

Temp. °C	PRESION		VOLUMEN		DENSIDAD		ENTALPIA			ENTROPIA	
	kPa	psig	Líquido ft <sup>3</sup> /lb	Vapor m <sup>3</sup> /kg	Líquido kg/m <sup>3</sup>	Vapor kg/m <sup>3</sup>	Líquido kJ/kg	Líquido kJ/kg	Vapor kJ/kg	Líquido kJ/kg·K	Vapor kJ/kg·K
-60	37	13.05 *	0.002	0.533	1.450	1.852	-4.83	56.56	53.43	-0.022	0.252
-55	43	15.31 *	0.000	0.415	1.452	2.411	-3.72	57.73	54.01	-0.013	0.248
-50	54	19.00 *	0.000	0.325	1.438	3.081	-2.62	57.08	54.58	-0.011	0.245
-45	63	24.8 *	0.002	0.257	1.424	3.831	-1.33	56.40	55.14	-0.005	0.242
-40	100	6.32	0.000	0.209	1.410	4.690	0.00	56.70	56.70	0.000	0.239
-35	152	4.40	0.000	0.165	1.395	5.610	1.27	54.97	56.24	0.005	0.235
-30	163	8.01	0.000	0.135	1.380	7.352	2.56	54.22	56.76	0.011	0.234
-25	201	14.45	0.000	0.112	1.355	9.560	3.87	53.43	57.30	0.016	0.231
-20	245	20.81	0.000	0.093	1.350	10.771	5.15	52.82	57.81	0.021	0.229
-15	295	28.19	0.000	0.078	1.334	12.682	6.59	51.78	58.31	0.026	0.227
-10	354	38.60	0.000	0.065	1.316	15.305	7.88	50.91	58.79	0.032	0.225
-5	421	46.41	0.000	0.055	1.302	18.071	8.26	50.00	59.28	0.037	0.223
0	490	57.43	0.000	0.047	1.285	21.215	10.55	49.05	59.76	0.042	0.221
5	561	68.67	0.000	0.040	1.265	24.778	12.96	48.07	60.15	0.047	0.220
10	661	84.63	0.000	0.035	1.250	28.609	15.49	47.04	60.53	0.052	0.218
15	765	99.76	0.000	0.030	1.232	32.349	14.93	45.96	60.91	0.057	0.215
20	910	117.28	0.000	0.026	1.213	36.457	16.40	44.86	61.26	0.062	0.215
25	1,044	136.71	0.000	0.023	1.194	44.203	17.39	43.70	61.56	0.067	0.213
30	1,192	156.17	0.000	0.019	1.174	50.004	19.41	42.46	61.66	0.072	0.212
35	1,355	181.00	0.000	0.017	1.153	57.613	20.35	41.20	62.10	0.077	0.210
40	1,504	207.72	0.000	0.015	1.131	66.072	22.32	39.96	62.36	0.082	0.209
45	1,729	236.08	0.000	0.013	1.107	75.278	24.12	38.43	62.55	0.087	0.207
50	1,942	267.01	0.000	0.012	1.083	85.653	25.76	36.92	62.68	0.092	0.205
55	2,174	300.68	0.000	0.010	1.059	97.542	27.44	35.30	62.74	0.097	0.204
60	2,427	337.26	0.000	0.009	1.032	111.106	29.18	33.56	62.74	0.102	0.202

\* Pulgadas de vacío.

## Anexo 6 Propiedades termodinámicas del R410A

TEMP. (°C)	PRESION ABSOLUTA (bar)		DENSIDAD (Kg/m <sup>3</sup> )		ENTALPIA (kJ/Kg)		ENTROPIA (kJ/Kg.K)	
	BURBUJA	ROCIO	BURBUJA	ROCIO	BURBUJA	ROCIO	BURBUJA	ROCIO
-50	1.124	1.121	1339.59	4.54	136.46	406.37	0.8104	2.0201
-45	1.428	1.424	1323.93	5.67	143.01	409.29	0.8393	2.0066
-40	1.793	1.788	1308.01	7.02	149.62	412.14	0.8679	1.9941
-35	2.228	2.222	1291.79	8.62	156.31	414.92	0.8961	1.9823
-30	2.740	2.732	1275.24	10.48	163.07	417.62	0.9240	1.9712
-25	3.340	3.330	1258.34	12.65	169.91	420.23	0.9517	1.9607
-20	4.036	4.023	1241.03	15.15	176.83	422.74	0.9791	1.9508
-15	4.838	4.821	1223.28	18.04	183.83	425.13	1.0062	1.9413
-10	5.757	5.735	1205.04	21.35	190.92	427.40	1.0331	1.9321
-5	6.802	6.774	1186.27	25.13	198.11	429.52	1.0599	1.9233
0	7.984	7.950	1166.89	29.44	205.41	431.50	1.0864	1.9146
5	9.315	9.274	1146.86	34.34	212.81	433.31	1.1129	1.9061
10	10.805	10.756	1126.10	39.91	220.34	434.94	1.1392	1.8977
15	12.467	12.408	1104.53	46.22	228.00	436.38	1.1655	1.8892
20	14.312	14.241	1182.05	53.38	235.80	437.59	1.1918	1.8807
25	16.351	16.269	1158.55	61.50	243.77	438.56	1.2181	1.8720
30	18.598	18.502	1133.91	70.71	251.91	439.27	1.2445	1.8631
35	21.063	20.954	1107.95	81.18	260.26	439.68	1.2710	1.8538
40	23.760	23.636	980.48	93.12	268.84	439.76	1.2977	1.8442
45	26.701	26.563	951.26	106.79	277.69	439.46	1.3248	1.8339
50	29.899	29.745	919.95	122.55	286.87	438.72	1.3524	1.8229



# TECHMET

Soluciones para cubiertas y revestimientos de muros



HOSPITAL MILITAR

**DESCRIPCIÓN**

Panel compuesto por dos láminas de acero con núcleo aislante de poliuretano rígido inyectado de alta densidad fabricado en proceso de línea continua. Cara exterior con diseño trapezoidal, cara interior micronevada.



**VENTAJAS**

Solución industrializada que combina cubierta y aislación térmica en un solo producto con una excelente terminación interior que presenta innumerables ventajas frente a soluciones armadas en obra entre las que destacan:

- > La fabricación en línea continua asegura un panel 100% homogéneo en espesor, densidad y conductividad térmica.
- > Largos continuos minimizan uniones y largos a pedido minimizan pérdida en obra.
- > Trapezo longitudinal por solape de trapezoides o nervios es hermético, estanco y sin puentes térmicos.
- > Evita condensación ya que su núcleo aislante no presenta espacios entre el metal y la espuma a diferencia de soluciones armadas en obra.
- > No requiere pegamentos adicionales para unir acero con el núcleo aislante.
- > Mayor duración del aislante ya que no se degrada con el tiempo.
- > Mayor eficiencia térmica del poliuretano por sobre otras soluciones de aislación.
- > Ahorro energético por sus propiedades térmicas con el mejor comportamiento de conductividad.
- > Evita generación de hongos ya que su núcleo aislante es un polímero de célula cerrada lo que evita la absorción de humedad.
- > El poliuretano no es afectado por insectos ni roedores.
- > Rápida y fácil instalación.
- > Autoextinguible, mejor comportamiento al fuego que el poliestireno.
- > Alternativa de fabricación en PIR (poliuretano modificado) con certificación internacional FM (Factory Mutual) que permite reducir primas de seguros por su excelente comportamiento al fuego.

**USOS**

- > Cubiertas y revestimientos industriales, comerciales y otros que requieran de una cara interior resistente al impacto y agentes agresivos o que requieran de una mayor calidad estética.
- > Cubierta, aislación y cielo en un solo producto.



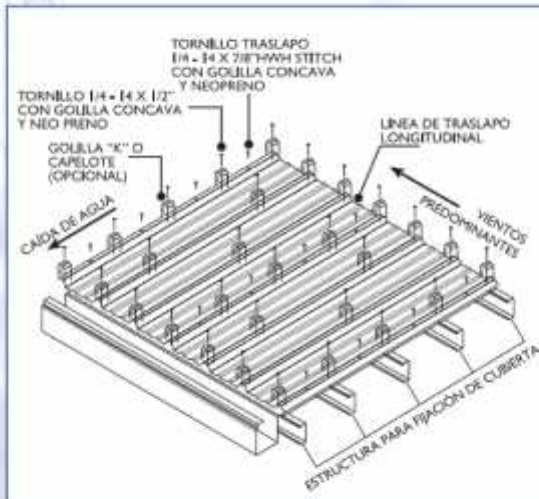
REY-8 acota y reemplaza los anteriores

www.metcno.cl

PANELES CON AISLACIÓN EN POLIURETANO PUR-PIR



## DISTRIBUCIÓN DE FIJACIONES



## CARACTERÍSTICAS

### Cara Exterior:

- > **Materia:** Acero galvanizado prepintado, Zincalume o acero inoxidable.
- > **Colores:** De línea Mexicana. Otros colores consultar en fábrica.
- > **Espesor nominal:** 0,4 mm y 0,5 mm.

### Cara Interior:

- > **Materia:** Acero galvanizado prepintado, Zincalume o acero inoxidable.
- > **Espesor nominal:** 0,4 mm y 0,5 mm.
- > **Acabado chapa:** laminado o galvanizado.

### Aislante:

- > **Materia:** Espuma poliuretano inyectado, PUR y PIR.
- > **Espesores nominales:** 20, 30, 40, 50 y 80 mm.
- > **Densidad total nominal:** 38 Kg/m<sup>3</sup> (+/-2).
- > **Longitud:** Máximo 17 metros.
- > **Longitud mínima:** 2,5 metros.
- > **Avance Unit:** 1000 mm.

## TECHMET

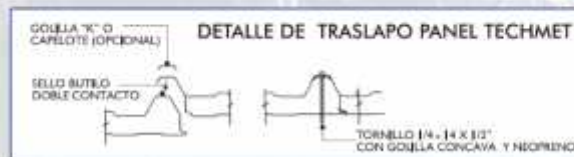




TABLA DE CARGAS ADMISIBLES TECHMET

S mm	K		peso kg/m <sup>2</sup> 0,916,4mm																
	Kcal m <sup>2</sup> h °C	Wat m <sup>2</sup> °C		P <sub>unif</sub> m <sup>2</sup>	60	80	100	120	150	200	250	60	80	100	120	150	200	250	
20	0,51	0,8	9,20	L =	4,40	3,85	3,40	3,10	2,70	2,35	2,10	3,90	3,50	2,90	2,60	2,30	2,00	1,70	
30	0,45	0,52	9,39	L =	4,70	4,19	3,65	3,30	2,90	2,50	2,25	4,20	3,65	3,20	2,90	2,60	2,25	2,00	
40	0,36	0,42	9,78	L =	5,00	4,40	3,90	3,55	3,20	2,75	2,45	4,50	3,90	3,50	3,20	2,85	2,45	2,20	
50	0,31	0,36	10,16	L =	5,30	4,60	4,10	3,75	3,35	2,90	2,60	4,75	4,10	3,65	3,35	3,00	2,60	2,30	
80	0,21	0,24	11,30	L =	6,20	5,30	4,80	4,35	3,95	3,35	3,05	5,50	4,70	4,40	3,95	3,45	3,05	2,75	

Los valores indicados en la tabla corresponden a una  $f_{L/250}$  permitida para una sobrecarga uniformemente distribuida (P) calculados para una deformación  $f \leq L/200$ .

### Tabla de luces admisibles

Valores garantizados con lado exterior de acero esp. 0,5 mm e interior de acero esp. 0,4 mm.

Las luces L en metros correspondientes a las sobrecargas p (daN/m<sup>2</sup>) uniformemente distribuidas, han sido obtenidas por pruebas de carga efectuadas en nuestros laboratorios y garantizan simultáneamente una flecha  $f \leq L/200$  y un coeficiente de seguridad conforme con lo prescrito por las normas UEAC correspondientes a los paneles sandwich que han sido elaboradas y son aplicadas por las principales entidades certificadoras europeas.

Av. Pío Baroja 289  
Oficina  
T+56 21 433 7500  
www.motecno.cl  
Santiago, Chile

Hornos 1300 Sp.  
Fábrica (144)  
T+56 21 433 7511  
www.motecnoargentina.com  
B. Aires, Argentina

Hornos 141, 485, 500 S.  
Cali, México  
T+52 33 333 3440 80  
www.motecnomexico.com  
D.F. México

Calle 14 No. 15411, of 401  
Cali, Colombia  
T+57 31 8 640411  
www.motecnocolombia.com  
Bogotá, Colombia



www.motecno.cl

## Anexo 8 Factor de conductividad térmica de materiales de construcción

Material	Conductividad térmica [W/(m·K)]
Metales	35 (plomo) 381 (cobre)
Hormigón	1,63 - 2,74
Agua	0,60 (líquida) - 2,50 (hielo)
Mortero de cemento	0,35 - 1,40
Ladrillo macizo	0,72 - 0,90
Bloques de hormigón	0,35 - 0,79
Ladrillo hueco	0,49 - 0,76
Enlucidos de yeso	0,26 - 0,30
Ladrillo multialveolar	0,20 - 0,30
Maderas, tableros	0,10 - 0,21
Hormigón celular	0,09 - 0,18
Aislamientos	0,026 - 0,050
Aires (sin convección)	0,026

Anexo 9 Porcentaje de emisividad de diferentes materiales

<b>Tipo de superficie</b>	<b>Albedo (%)</b>	<b>Emisividad (%)</b>
<b>Suelos</b>	5-75	90-98
Húmedo obscuro cultivado	5-15	
Húmedo gris	10-20	
Seco arenoso	25-35	84-91
Húmedo arenoso	20-30	
Dunas de arena seca	30-75	
<b>Vegetación</b>	5-30	90-99
Césped	20-30	90-95
Campos verdes	3-15	
Campos de trigo	15-25	
Pradera	10-30	
Chaparral	15-20	
Pastizal	25-30	
Bosque mixto	5-20	
Caducifolias sin hojas	15	97
Caducifolias con hojas	20	98
Coníferas	5-16	97-98
Bosque pantanoso	12	97-99
Agua	5-95	92-97
Altura solar alta	5	92-97
Altura solar baja	95	92-97
Nieve fresca y limpia	70-95	99
Nieve vieja	40-70	82
<b>Superficies Urbanas</b>		
Asfalto	5-15	95
Hormigón	10-50	71-90
Ladrillo	20-50	90-92
Piedra	20-35	85-95
Pintura blanca	50-90	85-95
Pintura roja, verde, café	20-35	85-95
Pintura negra	2-15	90-98



Anexo 10 Tablas termodinámicas del R410 A

**Suva® 410A Saturation Properties—Temperature Table**

TEMP. °C	PRESSURE kPa		VOLUME m <sup>3</sup> /kg		DENSITY kg/m <sup>3</sup>		ENTHALPY kJ/kg			ENTROPY kJ/(kg)(K)		TEMP. °C
	LIQUID P <sub>l</sub>	VAPOR P <sub>g</sub>	LIQUID v <sub>l</sub>	VAPOR v <sub>g</sub>	LIQUID 1/v <sub>l</sub>	VAPOR 1/v <sub>g</sub>	LIQUID h <sub>l</sub>	LATENT h <sub>fg</sub>	VAPOR h <sub>g</sub>	LIQUID s <sub>l</sub>	VAPOR s <sub>g</sub>	
20	1443.6	1438.8	0.0009	0.0176	1087.2	56.825	232.0	194.8	426.8	1.1116	1.7760	20
21	1483.7	1478.9	0.0009	0.0171	1082.4	58.545	233.7	193.2	426.9	1.1172	1.7741	21
22	1524.7	1519.7	0.0009	0.0166	1077.5	60.314	235.4	191.7	427.1	1.1227	1.7721	22
23	1566.6	1561.4	0.0009	0.0161	1072.5	62.132	237.1	190.1	427.2	1.1283	1.7702	23
24	1609.3	1604.0	0.0009	0.0156	1067.5	64.001	238.7	188.5	427.3	1.1338	1.7682	24
25	1652.9	1647.4	0.0009	0.0152	1062.4	65.924	240.4	186.9	427.3	1.1394	1.7662	25
26	1697.3	1691.7	0.0010	0.0147	1057.3	67.901	242.1	185.3	427.4	1.1450	1.7643	26
27	1742.7	1736.9	0.0010	0.0143	1052.1	69.935	243.9	183.6	427.5	1.1506	1.7623	27
28	1788.9	1783.0	0.0010	0.0139	1046.9	72.028	245.6	181.9	427.5	1.1562	1.7603	28
29	1836.1	1830.0	0.0010	0.0135	1041.6	74.181	247.3	180.2	427.5	1.1618	1.7582	29
30	1884.2	1877.9	0.0010	0.0131	1036.3	76.398	249.1	178.5	427.6	1.1674	1.7562	30
31	1933.3	1926.8	0.0010	0.0127	1030.9	78.679	250.8	176.8	427.6	1.1730	1.7541	31
32	1983.3	1976.6	0.0010	0.0123	1025.4	81.028	252.6	175.0	427.6	1.1786	1.7521	32
33	2034.3	2027.4	0.0010	0.0120	1019.9	83.447	254.3	173.2	427.5	1.1843	1.7500	33
34	2086.3	2079.2	0.0010	0.0116	1014.2	85.939	256.1	171.4	427.5	1.1899	1.7479	34
35	2139.2	2132.0	0.0010	0.0113	1008.6	88.506	257.9	169.5	427.5	1.1956	1.7458	35
36	2193.2	2185.7	0.0010	0.0110	1002.8	91.151	259.7	167.7	427.4	1.2013	1.7436	36
37	2248.1	2240.5	0.0010	0.0107	996.9	93.879	261.5	165.8	427.3	1.2070	1.7414	37
38	2304.2	2296.3	0.0010	0.0103	991.0	96.691	263.4	163.8	427.2	1.2127	1.7392	38
39	2361.2	2353.2	0.0010	0.0100	985.0	99.592	265.2	161.9	427.1	1.2185	1.7370	39
40	2419.3	2411.1	0.0010	0.0098	978.9	102.585	267.1	159.9	427.0	1.2243	1.7348	40
41	2478.5	2470.1	0.0010	0.0095	972.7	105.674	269.0	157.8	426.8	1.2301	1.7325	41
42	2538.8	2530.2	0.0010	0.0092	966.4	108.864	270.9	155.8	426.7	1.2359	1.7302	42
43	2600.1	2591.3	0.0010	0.0089	960.0	112.159	272.8	153.7	426.5	1.2418	1.7278	43
44	2662.6	2653.6	0.0011	0.0087	953.4	115.564	274.8	151.5	426.3	1.2477	1.7255	44
45	2726.1	2717.0	0.0011	0.0084	946.8	119.085	276.7	149.3	426.0	1.2537	1.7230	45
46	2790.9	2781.6	0.0011	0.0082	940.0	122.727	278.7	147.1	425.8	1.2597	1.7206	46
47	2856.7	2847.3	0.0011	0.0079	933.1	126.497	280.7	144.8	425.5	1.2658	1.7181	47
48	2923.8	2914.2	0.0011	0.0077	926.0	130.402	282.7	142.5	425.2	1.2719	1.7156	48
49	2991.9	2982.2	0.0011	0.0074	918.8	134.448	284.8	140.1	424.9	1.2781	1.7130	49
50	3061.3	3051.5	0.0011	0.0072	911.4	138.645	286.9	137.7	424.6	1.2843	1.7104	50
51	3131.9	3122.0	0.0011	0.0070	903.9	143.001	289.0	135.2	424.2	1.2906	1.7077	51
52	3203.7	3193.7	0.0011	0.0068	896.1	147.527	291.2	132.6	423.8	1.2971	1.7050	52
53	3276.7	3266.6	0.0011	0.0066	888.2	152.235	293.4	130.0	423.4	1.3036	1.7022	53
54	3351.0	3340.9	0.0011	0.0064	880.0	157.139	295.6	127.3	423.0	1.3102	1.6994	54
55	3426.5	3416.3	0.0012	0.0062	871.5	162.252	297.9	124.6	422.5	1.3169	1.6965	55
56	3503.3	3493.1	0.0012	0.0060	862.8	167.594	300.3	121.7	422.0	1.3238	1.6935	56
57	3581.3	3571.2	0.0012	0.0058	853.8	173.187	302.7	118.7	421.4	1.3308	1.6904	57
58	3660.7	3650.7	0.0012	0.0056	844.5	179.056	305.1	115.7	420.8	1.3380	1.6873	58
59	3741.3	3731.5	0.0012	0.0054	834.8	185.232	307.7	112.5	420.2	1.3453	1.6841	59
60	3823.3	3813.6	0.0012	0.0052	824.7	191.757	310.3	109.2	419.5	1.3529	1.6808	60
61	3906.6	3897.1	0.0012	0.0050	814.1	198.680	313.0	105.8	418.8	1.3608	1.6773	61
62	3991.2	3982.0	0.0013	0.0049	802.9	206.069	315.9	102.2	418.1	1.3689	1.6738	62
63	4077.2	4068.4	0.0013	0.0047	791.1	214.014	318.8	98.4	417.2	1.3774	1.6700	63
64	4164.5	4156.1	0.0013	0.0045	778.5	222.641	322.0	94.3	416.3	1.3863	1.6661	64
65	4253.2	4245.4	0.0013	0.0043	765.0	232.131	325.3	90.0	415.3	1.3958	1.6620	65
66	4343.3	4336.1	0.0013	0.0041	750.3	242.755	328.8	85.3	414.2	1.4059	1.6575	66
67	4434.7	4428.2	0.0014	0.0039	734.2	254.940	332.7	80.3	412.9	1.4168	1.6527	67
68	4527.6	4521.9	0.0014	0.0037	716.0	269.366	336.9	74.6	411.5	1.4289	1.6476	68
69	4621.8	4617.2	0.0014	0.0035	694.9	287.059	341.7	68.4	410.1	1.4425	1.6424	69
70	4717.5	4713.9	0.0015	0.0032	669.1	308.947	347.3	61.6	408.9	1.4586	1.6380	70

# Anexo 10 (Continuación)

## Suva® 410A Superheated Vapor—Constant Pressure Tables

V = Volume in m³/kg    H = Enthalpy in kJ/kg    S = Entropy in kJ/(kg) (K)    (Saturated Vapor Properties in parentheses)

ABSOLUTE PRESSURE, kPa													
TEMP. °C	10.0			20.0			30.0			40.0			TEMP. °C
	(-88.31°C)			(-78.91°C)			(-72.84°C)			(-68.26°C)			
	V	H	S	V	H	S	V	H	S	V	H	S	
	(2.0972)	(381.4)	(2.1020)	(1.0953)	(386.8)	(2.0518)	(0.7491)	(390.2)	(2.0234)	(0.5721)	(392.7)	(2.0036)	
-85	2.1363	383.5	2.1134	—	—	—	—	—	—	—	—	—	-85
-80	2.1951	386.8	2.1304	—	—	—	—	—	—	—	—	—	-80
-75	2.2538	390.1	2.1472	1.1188	389.4	2.0651	—	—	—	—	—	—	-75
-70	2.3123	393.4	2.1637	1.1487	392.7	2.0819	0.7607	392.1	2.0331	—	—	—	-70
-65	2.3707	396.7	2.1800	1.1784	396.2	2.0985	0.7810	395.6	2.0499	0.5822	395.0	2.0147	-65
-60	2.4290	400.1	2.1962	1.2081	399.6	2.1148	0.8011	399.0	2.0664	0.5976	398.5	2.0315	-60
-55	2.4872	403.6	2.2121	1.2377	403.1	2.1309	0.8211	402.6	2.0827	0.6129	402.0	2.0479	-55
-50	2.5453	407.0	2.2278	1.2672	406.6	2.1468	0.8411	406.1	2.0988	0.6280	405.6	2.0642	-50
-45	2.6033	410.5	2.2434	1.2966	410.1	2.1625	0.8609	409.7	2.1146	0.6431	409.2	2.0802	-45
-40	2.6613	414.1	2.2588	1.3259	413.7	2.1780	0.8807	413.3	2.1303	0.6581	412.9	2.0960	-40
-35	2.7192	417.7	2.2740	1.3551	417.3	2.1934	0.9005	416.9	2.1458	0.6731	416.6	2.1116	-35
-30	2.7770	421.3	2.2891	1.3844	421.0	2.2086	0.9201	420.6	2.1610	0.6880	420.3	2.1270	-30
-25	2.8348	425.0	2.3040	1.4135	424.7	2.2236	0.9397	424.3	2.1762	0.7028	424.0	2.1422	-25
-20	2.8926	428.7	2.3188	1.4426	428.4	2.2385	0.9593	428.1	2.1911	0.7176	427.8	2.1573	-20
-15	2.9503	432.4	2.3334	1.4717	432.2	2.2532	0.9788	431.9	2.2059	0.7324	431.6	2.1721	-15
-10	3.0079	436.2	2.3479	1.5007	436.0	2.2678	0.9983	435.7	2.2206	0.7471	435.4	2.1869	-10
-5	3.0656	440.0	2.3623	1.5297	439.8	2.2822	1.0178	439.5	2.2351	0.7618	439.3	2.2014	-5
0	3.1232	443.9	2.3766	1.5587	443.7	2.2966	1.0372	443.4	2.2495	0.7764	443.2	2.2159	0
5	3.1808	447.8	2.3908	1.5876	447.6	2.3108	1.0566	447.4	2.2637	0.7911	447.1	2.2302	5
10	3.2383	451.7	2.4048	1.6166	451.5	2.3248	1.0760	451.3	2.2779	0.8057	451.1	2.2444	10
15	3.2958	455.7	2.4187	1.6455	455.5	2.3388	1.0953	455.3	2.2919	0.8203	455.1	2.2584	15
20	3.3534	459.7	2.4325	1.6743	459.5	2.3527	1.1147	459.4	2.3057	0.8348	459.2	2.2723	20
25	3.4109	463.8	2.4462	1.7032	463.6	2.3664	1.1340	463.4	2.3195	0.8494	463.3	2.2861	25
30	3.4683	467.9	2.4598	1.7320	467.7	2.3800	1.1533	467.5	2.3332	0.8639	467.4	2.2998	30
35	3.5258	472.0	2.4733	1.7609	471.8	2.3936	1.1726	471.7	2.3468	0.8784	471.5	2.3134	35
40	3.5833	476.2	2.4868	1.7897	476.0	2.4070	1.1918	475.9	2.3602	0.8929	475.7	2.3269	40
45	3.6407	480.4	2.5001	1.8185	480.2	2.4204	1.2111	480.1	2.3736	0.9074	480.0	2.3403	45
50	3.6981	484.6	2.5133	1.8473	484.5	2.4336	1.2303	484.3	2.3869	0.9219	484.2	2.3536	50
55	3.7555	488.9	2.5264	1.8761	488.8	2.4468	1.2496	488.6	2.4000	0.9363	488.5	2.3668	55
60	3.8130	493.2	2.5395	1.9048	493.1	2.4598	1.2688	493.0	2.4131	0.9508	492.8	2.3799	60
65	3.8704	497.6	2.5524	1.9336	497.4	2.4728	1.2880	497.3	2.4261	0.9652	497.2	2.3929	65
70	—	—	—	1.9624	501.8	2.4857	1.3072	501.7	2.4390	0.9797	501.6	2.4058	70
75	—	—	—	1.9911	506.3	2.4985	1.3264	506.2	2.4518	0.9941	506.1	2.4187	75
80	—	—	—	—	—	—	1.3456	510.6	2.4646	1.0085	510.5	2.4314	80
85	—	—	—	—	—	—	—	—	—	1.0229	515.0	2.4441	85

TEMP. °C	50.0			60.0			70.0			80.0			TEMP. °C
	(-64.52°C)			(-61.34°C)			(-58.56°C)			(-56.09°C)			
	V	H	S	V	H	S	V	H	S	V	H	S	
	(0.4641)	(394.7)	(1.9885)	(0.3911)	(396.4)	(1.9764)	(0.3384)	(397.9)	(1.9662)	(0.2985)	(399.1)	(1.9574)	
-60	0.4754	397.9	2.0039	0.3940	397.4	1.9810	—	—	—	—	—	—	-60
-55	0.4879	401.5	2.0206	0.4045	401.0	1.9979	0.3449	400.5	1.9783	0.3003	400.0	1.9612	-55
-50	0.5002	405.2	2.0370	0.4149	404.7	2.0145	0.3540	404.2	1.9951	0.3083	403.7	1.9782	-50
-45	0.5124	408.8	2.0532	0.4253	408.4	2.0308	0.3630	407.9	2.0116	0.3163	407.5	1.9948	-45
-40	0.5246	412.5	2.0691	0.4355	412.1	2.0469	0.3719	411.7	2.0279	0.3242	411.2	2.0112	-40
-35	0.5367	416.2	2.0848	0.4457	415.8	2.0627	0.3807	415.4	2.0438	0.3320	415.0	2.0273	-35
-30	0.5487	419.9	2.1003	0.4558	419.6	2.0783	0.3895	419.2	2.0596	0.3397	418.9	2.0431	-30
-25	0.5607	423.7	2.1156	0.4659	423.4	2.0937	0.3982	423.0	2.0751	0.3474	422.7	2.0588	-25
-20	0.5726	427.5	2.1308	0.4759	427.2	2.1090	0.4069	426.9	2.0904	0.3551	426.5	2.0742	-20
-15	0.5845	431.3	2.1457	0.4859	431.0	2.1240	0.4155	430.7	2.1055	0.3627	430.4	2.0894	-15
-10	0.5964	435.2	2.1605	0.4959	434.9	2.1389	0.4241	434.6	2.1205	0.3703	434.3	2.1044	-10
-5	0.6082	439.0	2.1752	0.5058	438.8	2.1536	0.4327	438.5	2.1352	0.3778	438.3	2.1192	-5
0	0.6200	443.0	2.1897	0.5157	442.7	2.1681	0.4412	442.5	2.1498	0.3853	442.3	2.1339	0
5	0.6318	446.9	2.2040	0.5255	446.7	2.1825	0.4497	446.5	2.1643	0.3928	446.3	2.1484	5
10	0.6435	450.9	2.2182	0.5354	450.7	2.1968	0.4581	450.5	2.1786	0.4002	450.3	2.1628	10
15	0.6552	454.9	2.2323	0.5452	454.7	2.2109	0.4666	454.5	2.1928	0.4076	454.4	2.1770	15
20	0.6669	459.0	2.2463	0.5550	458.8	2.2250	0.4750	458.6	2.2068	0.4150	458.4	2.1911	20
25	0.6786	463.1	2.2601	0.5647	462.9	2.2388	0.4834	462.7	2.2207	0.4224	462.6	2.2050	25
30	0.6903	467.2	2.2739	0.5745	467.1	2.2526	0.4918	466.9	2.2345	0.4298	466.7	2.2188	30
35	0.7019	471.4	2.2875	0.5842	471.2	2.2662	0.5002	471.1	2.2482	0.4371	470.9	2.2325	35
40	0.7135	475.6	2.3010	0.5940	475.4	2.2798	0.5085	475.3	2.2618	0.4445	475.1	2.2461	40
45	0.7252	479.8	2.3144	0.6037	479.7	2.2932	0.5169	479.5	2.2752	0.4518	479.4	2.2596	45
50	0.7368	484.1	2.3277	0.6134	483.9	2.3065	0.5252	483.8	2.2886	0.4591	483.7	2.2730	50
55	0.7484	488.4	2.3409	0.6231	488.3	2.3198	0.5336	488.1	2.3018	0.4664	488.0	2.2863	55
60	0.7600	492.7	2.3541	0.6327	492.6	2.3329	0.5419	492.5	2.3150	0.4737	492.4	2.2994	60
65	0.7715	497.1	2.3671	0.6424	497.0	2.3460	0.5502	496.9	2.3281	0.4810	496.7	2.3125	65
70	0.7831	501.5	2.3800	0.6521	501.4	2.3589	0.5585	501.3	2.3410	0.4883	501.2	2.3255	70
75	0.7947	505.9	2.3929	0.6617	505.8	2.3718	0.5668	505.7	2.3539	0.4956	505.6	2.3384	75
80	0.8062	510.4	2.4057	0.6714	510.3	2.3846	0.5751	510.2	2.3667	0.5028	510.1	2.3512	80
85	0.8178	514.9	2.4183	0.6810	514.8	2.3973	0.5834	514.7	2.3794	0.5101	514.6	2.3639	85
90	0.8294	519.5	2.4309	0.6907	519.4	2.4099	0.5916	519.3	2.3920	0.5174	519.2	2.3766	90
95	—	—	—	—	—	—	0.5999	523.9	2.4046	0.5246	523.8	2.3891	95



## Anexo 10 (Continuación)

### Suva® 410A Superheated Vapor—Constant Pressure Tables

V = Volume in m<sup>3</sup>/kg    H = Enthalpy in kJ/kg    S = Entropy in kJ/(kg) (K)    (Saturated Vapor Properties in parentheses)

ABSOLUTE PRESSURE, kPa													
TEMP. °C	100.0			170.0			180.0			190.0			TEMP. °C
	(-42.07°C)			(-40.74°C)			(-38.47°C)			(-38.26°C)			
	V	H	S	V	H	S	V	H	S	V	H	S	
	(0.1552)	(406.1)	(1.3121)	(0.1466)	(406.7)	(1.3093)	(0.1388)	(407.3)	(1.3065)	(0.1318)	(407.9)	(1.3024)	
-40	0.1570	407.8	1.3204	0.1471	407.4	1.3112	—	—	—	—	—	—	-40
-35	0.1613	411.9	1.3376	0.1512	411.4	1.3293	0.1423	411.0	1.3214	0.1342	411.0	1.3139	-35
-30	0.1655	415.9	1.3544	0.1552	415.5	1.3463	0.1461	415.1	1.3385	0.1379	414.0	1.3311	-30
-25	0.1696	421.0	1.3709	0.1591	419.8	1.3629	0.1498	419.3	1.3553	0.1415	418.9	1.3480	-25
-20	0.1737	424.0	1.3871	0.1630	423.7	1.3792	0.1535	423.4	1.3710	0.1450	423.0	1.3645	-20
-15	0.1778	428.1	1.4030	0.1669	427.8	1.3952	0.1572	427.5	1.3877	0.1485	427.2	1.3806	-15
-10	0.1818	432.2	1.4186	0.1707	431.9	1.4104	0.1609	431.6	1.4035	0.1520	431.3	1.3965	-10
-5	0.1857	435.2	1.4340	0.1744	436.0	1.4263	0.1644	435.7	1.4160	0.1554	435.5	1.4121	-5
0	0.1897	443.3	1.4492	0.1781	440.1	1.4415	0.1679	439.0	1.4343	0.1588	439.6	1.4274	0
5	0.1930	444.5	1.4641	0.1815	444.2	1.4565	0.1714	444.0	1.4484	0.1621	443.8	1.4425	5
10	0.1974	445.0	1.4789	0.1853	448.4	1.4714	0.1748	448.2	1.4642	0.1654	448.0	1.4575	10
15	0.2013	452.8	1.4931	0.1892	452.6	1.4863	0.1784	452.4	1.4789	0.1687	452.2	1.4722	15
20	0.2051	455.4	1.5078	0.1924	456.8	1.5014	0.1818	456.6	1.4934	0.1720	455.4	1.4867	20
25	0.2099	461.2	1.5221	0.1964	461.0	1.5147	0.1852	460.0	1.5077	0.1752	460.6	1.5011	25
30	0.2127	465.4	1.5362	0.2003	465.2	1.5289	0.1886	465.1	1.5219	0.1784	464.0	1.5152	30
35	0.2165	469.7	1.5501	0.2035	469.5	1.5423	0.1920	469.3	1.5359	0.1817	469.2	1.5293	35
40	0.2203	473.9	1.5639	0.2071	473.8	1.5563	0.1954	473.6	1.5487	0.1849	473.5	1.5432	40
45	0.2240	478.3	1.5776	0.2103	478.1	1.5703	0.1987	478.0	1.5634	0.1880	477.8	1.5569	45
50	0.2278	482.6	1.5911	0.2141	482.5	1.5839	0.2020	482.3	1.5770	0.1912	482.2	1.5705	50
55	0.2315	487.0	1.6046	0.2177	486.9	1.5973	0.2054	486.7	1.5905	0.1944	486.6	1.5840	55
60	0.2352	491.4	1.6179	0.2212	491.3	1.6107	0.2087	491.1	1.6036	0.1975	491.0	1.5974	60
65	0.2389	495.8	1.6311	0.2247	495.7	1.6239	0.2120	495.6	1.6171	0.2007	495.5	1.6107	65
70	0.2426	500.3	1.6442	0.2282	500.2	1.6370	0.2153	500.1	1.6303	0.2039	499.9	1.6239	70
75	0.2463	504.8	1.6572	0.2317	504.7	1.6501	0.2186	504.6	1.6433	0.2070	504.5	1.6369	75
80	0.2500	509.3	1.6701	0.2351	509.2	1.6633	0.2219	509.1	1.6562	0.2101	509.0	1.6498	80
85	0.2537	513.0	1.6829	0.2389	513.8	1.6763	0.2252	513.7	1.6691	0.2132	513.6	1.6627	85
90	0.2574	516.5	1.6957	0.2421	517.4	1.6895	0.2285	517.3	1.6818	0.2163	517.2	1.6754	90
95	0.2610	523.1	1.7083	0.2453	523.9	1.7012	0.2317	522.9	1.6945	0.2194	522.8	1.6881	95
100	0.2647	527.7	1.7209	0.2490	527.6	1.7137	0.2350	527.5	1.7070	0.2225	527.5	1.7007	100
105	0.2684	532.4	1.7333	0.2524	532.3	1.7262	0.2383	532.2	1.7195	0.2256	532.2	1.7132	105
110	0.2720	537.1	1.7457	0.2559	537.0	1.7385	0.2415	537.0	1.7319	0.2287	536.9	1.7259	110
115	—	—	—	—	—	—	0.2448	541.7	1.7442	0.2318	541.6	1.7379	115

TEMP. °C	200.0			210.0			220.0			230.0				TEMP. °C
	(-37.09°C)			(-35.97°C)			(-34.89°C)			(-33.85°C)				
	V	H	S	V	H	S	V	H	S	V	H	S		
	(0.1256)	(408.4)	(1.3962)	(0.1198)	(409.6)	(1.3862)	(0.1146)	(409.4)	(1.3812)	(0.1090)	(409.9)	(1.3766)		
-35	0.1270	413.2	1.4066	0.1205	409.8	1.3907	—	—	—	—	—	—	-35	
-30	0.1306	418.4	1.4240	0.1239	414.0	1.4172	0.1176	413.0	1.4100	0.1123	413.2	1.4043	-30	
-25	0.1340	418.5	1.4410	0.1272	418.2	1.4343	0.1210	417.5	1.4278	0.1154	417.5	1.4216	-25	
-20	0.1374	422.7	1.4576	0.1305	422.4	1.4513	0.1242	422.0	1.4446	0.1184	421.7	1.4385	-20	
-15	0.1407	426.9	1.4738	0.1337	426.6	1.4673	0.1272	426.3	1.4611	0.1214	425.9	1.4551	-15	
-10	0.1440	431.0	1.4898	0.1369	430.7	1.4831	0.1302	430.5	1.4772	0.1243	430.2	1.4713	-10	
-5	0.1473	435.2	1.5055	0.1401	434.9	1.4989	0.1333	434.7	1.4930	0.1272	434.4	1.4872	-5	
0	0.1505	439.4	1.5209	0.1431	439.1	1.5145	0.1362	438.9	1.5066	0.1301	438.6	1.5020	0	
5	0.1537	443.5	1.5361	0.1461	443.3	1.5298	0.1392	443.1	1.5219	0.1329	442.8	1.5182	5	
10	0.1569	447.7	1.5510	0.1491	447.5	1.5449	0.1421	447.3	1.5350	0.1357	447.1	1.5333	10	
15	0.1600	452.0	1.5658	0.1521	451.8	1.5597	0.1450	451.6	1.5498	0.1385	451.3	1.5482	15	
20	0.1631	456.2	1.5803	0.1551	456.0	1.5743	0.1479	455.8	1.5645	0.1412	455.6	1.5629	20	
25	0.1662	460.4	1.5947	0.1581	460.3	1.5887	0.1507	460.1	1.5789	0.1439	459.9	1.5774	25	
30	0.1693	464.7	1.6090	0.1612	464.6	1.6030	0.1535	464.4	1.5932	0.1466	464.2	1.5917	30	
35	0.1724	469.0	1.6230	0.1643	468.9	1.6170	0.1563	468.7	1.6073	0.1493	468.5	1.6058	35	
40	0.1754	473.3	1.6369	0.1673	473.2	1.6310	0.1591	473.0	1.6213	0.1520	472.9	1.6198	40	
45	0.1785	477.7	1.6507	0.1699	477.5	1.6443	0.1619	477.4	1.6351	0.1547	477.3	1.6337	45	
50	0.1815	481.9	1.6644	0.1727	481.8	1.6585	0.1647	481.6	1.6493	0.1573	481.5	1.6474	50	
55	0.1845	486.5	1.6779	0.1755	486.3	1.6723	0.1674	486.2	1.6644	0.1600	486.1	1.6610	55	
60	0.1875	491.0	1.6913	0.1784	490.8	1.6851	0.1701	490.6	1.6768	0.1626	490.5	1.6744	60	
65	0.1905	495.3	1.7045	0.1813	495.2	1.6987	0.1729	495.1	1.6913	0.1652	495.0	1.6878	65	
70	0.1935	499.8	1.7177	0.1841	499.7	1.7119	0.1756	499.6	1.7039	0.1678	499.5	1.7010	70	
75	0.1965	504.3	1.7308	0.1870	504.2	1.7250	0.1783	504.1	1.7164	0.1704	504.0	1.7141	75	
80	0.1994	508.9	1.7437	0.1898	508.8	1.7379	0.1810	508.7	1.7294	0.1730	508.6	1.7271	80	
85	0.2024	513.5	1.7565	0.1923	513.4	1.7508	0.1837	513.3	1.7403	0.1756	513.2	1.7400	85	
90	0.2054	518.1	1.7691	0.1955	518.0	1.7633	0.1864	517.9	1.7521	0.1782	517.8	1.7528	90	
95	0.2083	522.7	1.7820	0.1983	522.6	1.7763	0.1891	522.5	1.7658	0.1808	522.4	1.7655	95	
100	0.2113	527.4	1.7946	0.2011	527.3	1.7899	0.1918	527.2	1.7784	0.1834	527.1	1.7781	100	
105	0.2142	532.1	1.8071	0.2039	532.0	1.8014	0.1945	531.9	1.7909	0.1860	531.8	1.7908	105	
110	0.2171	536.8	1.8195	0.2067	536.7	1.8134	0.1972	536.6	1.8033	0.1885	536.5	1.8031	110	
115	0.2201	541.0	1.8319	0.2095	541.5	1.8261	0.1999	541.4	1.8167	0.1911	541.3	1.8154	115	
120	—	—	—	—	—	—	0.2026	546.2	1.8320	0.1936	546.1	1.8327	120	

## Anexo 11 Ficha técnica del R-410a

**Presentaciones Comerciales**

Cilindro 5 kg
Cilindro 11.3 kg
Tanque 45.35 kg
285 kg
657 kg



**Quimobásicos**

**Ficha Técnica**

**Genetron® AZ 20®**

(R-410A)



Para mayor información contacte al Departamento de Servicio Técnico de Quimobásicos®

(A): 5285 4822  
 Cel: 811 790 3625  
 Lada (01) 805 830 2829  
[ventas@quimobasicos.com](mailto:ventas@quimobasicos.com)



[quimobasicos.com](http://quimobasicos.com)  
[ventas@quimobasicos.com](mailto:ventas@quimobasicos.com)

Quimobásicos Quimobásicos

III - HMOVI



### Genetron® AZ 20® (R-410A)

Es el refrigerante por excelencia para la sustitución de Genetron® 22 en equipos nuevos de aire acondicionado, de refrigeración y en calentadores de alta eficiencia. Al tener un comportamiento similar a los Azetropos el Genetron® AZ 20® facilita mantenimientos in situ.

Este refrigerante también conocido como R-410A) mantiene la capacidad de carga, es de alta eficiencia energética y cuenta con seguridad y presiones más altas que el R-22, con menor toxicidad.

El Genetron® AZ-20® utiliza como lubricante el Polioléico.



Datos generales	
Aplicaciones	Aire acondicionado
Lubricante	Polioléico
Temperatura de estabilidad	48.5 °C
Temperatura de autoignición	>791 °C
Densidad relativa	1.08 g/cm³
Gravedad específica	Gas licuado
Color	Incoloro
Oloro	Inodoro
Presión de vapor (a 20 °C)	225.5 psia
Otros datos	Ver ficha

### AZ 20®

#### Presión vs Temperatura

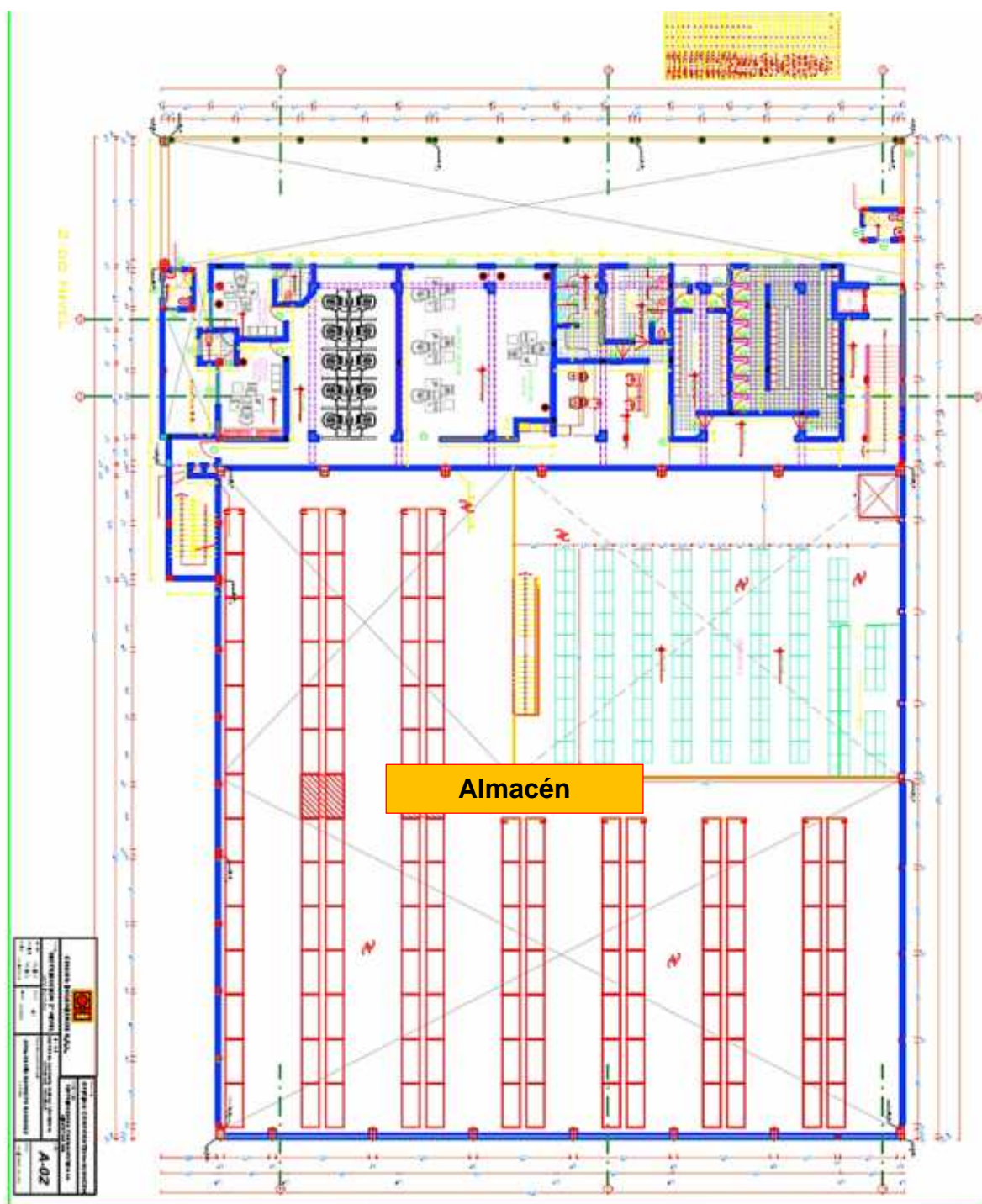
°F	°C	psig	°F	°C	psig
40	4.0	15.0	80	15.6	269.6
-15	-23.3	14.3	65	18.3	164.5
-10	-23.4	17.0	70	21.1	200.4
15	21.7	21.5	75	23.9	237.1
20	28.9	25.3	80	26.7	274.0
25	29.1	31.1	85	29.4	310.7
-10	-23.3	31.4	90	32.2	373.5
5	20.0	42.1	95	35.0	404.4
8	17.8	45.3	100	37.8	416.8
5	-15.0	55.0	105	40.6	439.6
10	12.2	62.2	110	43.3	464.1
15	5.4	65.6	115	46.1	489.9
20	-6.7	71.3	120	48.9	486.9
25	5.9	87.2	125	51.7	465.4
30	1.1	85.8	130	54.4	475.4
35	1.7	107.1	135	57.2	506.9
40	4.4	119.1	140	60.0	540.1
45	7.2	129.8	145	62.8	575.1
50	10.0	142.2	150	65.6	611.9
55	12.8	155.3			

1 Pulgadas de mercurio (vacío)

2 psig



## Anexo 12 diseño estructural del almacén



[illegible]

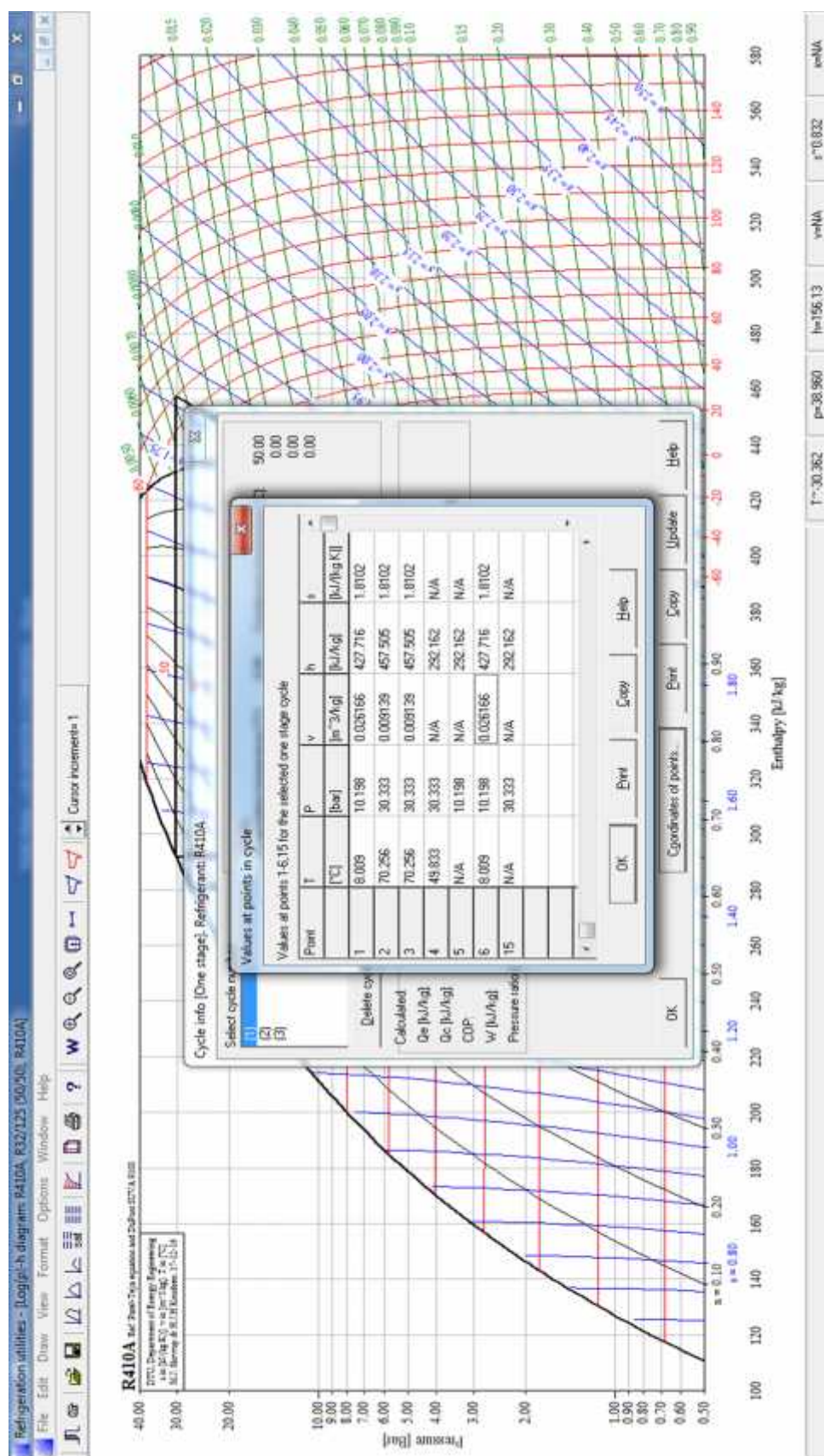
## Anexo 14 Datos de cajas de cartón

### FICHA TECNICA CALIBRE 3.0 mm

MATERIA PRIMA	Reciclaje de papel y carton
CALIBRE	3.0 mm +- 0.10 mm
COLOR	Café Claro Se obtiene de la mezcla de materiales plegadiza y cartón corrugado.
HUMEDAD	7.5 % +- 1.0 %
PH	7.0
PRENSADO	Por que es sometido a un proceso de prensado en húmedo para compactar la fibra, obteniendo características de dureza y rigidez
COMPOSICION INTERNA DEL CARTON	Las láminas de cartón están compuestas por fibras de celulosa largas y cortas, que se adquieren del papel reciclado.
PRESENTACION	70 cm X 100 cm
GRAMAJE	2.571 gr/m²
PESO	1.800 gramos +- 20 gramos



# Anexo 15 Datos del volumen específico (Fuente – Programa coolpack)



## Anexo 16 Unidad condensador de descarga vertical

**LENNOX**

**AIR CONDITIONERS**  
**13ACX**  
**MERIT® Series**  
**R-410A**  
Bulletin No. 210738  
March 2016  
Supersedes February 2016

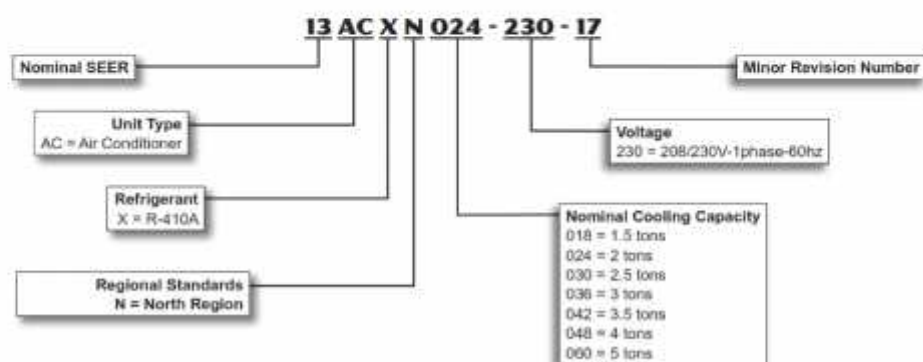
**PRODUCT SPECIFICATIONS**



**MERIT®**  
SERIES

**SEER up to 15.50**  
**1.5 to 5 Tons**  
**Cooling Capacity - 17,500 to 59,000 Btuh**

### MODEL NUMBER IDENTIFICATION



## Anexo 16 (Continuación)

### FEATURES

#### CONTENTS

AHRI System Matches - North Region .....	12
Dimensions.....	7
Electrical Data.....	6
Features.....	2
Field Wiring.....	8
Installation Clearances .....	8
Model Number Identification.....	1
Optional Accessories.....	6
RFC Orifice Usage.....	10
Sound Data .....	8
Specifications.....	6
TXV Usage .....	9

#### WARRANTY

**Compressor** - limited warranty for five years in residential installations and five years in non-residential installations.

**All other covered components** - five years in residential installations and one year in non-residential installations.

Refer to Lennox Equipment Limited Warranty certificate included with unit for specific details.

#### APPROVALS

AHRI Certified to AHRI Standard 210/240-2008.

Sound rated in Lennox reverberant sound test room in Accordance with test conditions included in AHRI Standard 270-2008.

Tested in the Lennox Research Laboratory environmental test room.

Rated according to U.S. Department of Energy (DOE) test procedures.

Region specific models meet the minimum efficiency requirements for U.S. DOE Federal Regional Standards in that area.

Units and components within bonded for grounding to meet safety standards for servicing required by UL, NEC and CEC.

Units are ETL certified for the U.S. and Canada.

ISO 9001 Registered Manufacturing Quality System.

For expanded ratings, see [www.lennox.com](http://www.lennox.com).



#### APPLICATIONS

SEER up to 15.50.

1.5 through 5 ton.

Single-phase power supply.

Sound levels as low as 76 dB.

Vertical air discharge allows concealment behind shrubs at grade level or out of sight on a roof.

Matching add-on furnace indoor coils or air handlers provide a wide range of cooling capacities and applications. See AHRI System Matches.

See Indoor Coils and Air Handlers sections for data.

Units shipped completely factory assembled, piped and wired. Each unit test operated at the factory ensuring proper operation.

Installer must set air conditioner, connect refrigerant lines and make electrical connections to complete job.

#### APPROVALS

AHRI Certified to AHRI Standard 210/240-2008.

Sound rated in Lennox reverberant sound test room in Accordance with test conditions included in AHRI Standard 270-2008.

Tested in the Lennox Research Laboratory environmental test room.

Rated According to U.S. Department of Energy (DOE) test procedures.

Units and components within bonded for grounding to meet safety standards for servicing required by UL, NEC and CEC.

Units are ETL certified for the U.S. and Canada.

ISO 9001 Registered Manufacturing Quality System.

For expanded ratings, see [www.lennox.com](http://www.lennox.com).



## Anexo 16 (Continuación)

### FEATURES

#### COMPRESSOR

##### 1 Scroll Compressor

Compressor features high efficiency with uniform suction flow, constant discharge flow, high volumetric efficiency and quiet operation.

Compressor consists of two involute spiral scrolls matched together to generate a series of crescent shaped gas pockets between them.

During compression, one scroll remains stationary while the other scroll orbits around it.

Gas is drawn into the outer pocket, the pocket is sealed as the scroll rotates.

As the spiral movement continues, gas pockets are pushed to the center of the scrolls. Volume between the pockets is simultaneously reduced.

When the pocket reaches the center, gas is now at high pressure and is forced out of a port located in the center of the fixed scrolls.

During compression, several pockets are compressed simultaneously resulting in a smooth continuous compression cycle.

Continuous flank contact, maintained by centrifugal force, minimizes gas leakage and maximizes efficiency.

Scroll compressor is tolerant to the effects of slugging and contaminants. If this occurs, scrolls separate, allowing liquid or contaminants to be worked toward the center and discharged.

Low gas pulses during compression reduces operational sound levels.

Compressor motor is internally protected from excessive current and temperature.

Compressor is installed in the unit on resilient rubber mounts for vibration free operation.

#### Optional Accessories

##### Compressor Crankcase Heater

Protects against refrigerant migration that can occur during low ambient operation.

##### Compressor Sound Cover

A reinforced vinyl compressor cover containing a 1-1/2 inch thick batt of fiberglass insulation.

All open edges are sealed with a one-inch wide hook and loop fastening tape.



#### CONTROLS

##### Optional Accessories

##### Compressor Hard Start Kit

Single-phase units are equipped with a PSC compressor motor. This type of motor normally doesn't need a potential relay and start capacitor.

In conditions such as low voltage, this kit may be required to increase the compressor starting torque.

##### Compressor Low Ambient Cut-Off Switch

Non-adjustable switch (low ambient cut-out) prevents compressor operation when outdoor temperature is below 35°F.

##### Compressor Time-Off Control

Kit prevents compressor short-cycling and allows time for suction and discharge pressure to equalize.

Permits compressor start-up in an unloaded condition.

Automatic reset with 5 minute delay between compressor shut-off and start-up.

##### Indoor Blower Off Delay Relay

Delays the indoor blower-off time during the cooling cycle.

See AHRI System Matches for usage.

##### Low Ambient Kit

Air conditioners operate satisfactorily in the cooling mode down to 45°F outdoor air temperature without any additional controls.

Kit can be added in the field enabling unit to operate properly down to 30°F in the cooling mode.

Crankcase heater and freezestat should be installed on compressors equipped with a Low Ambient Kit.

A compressor lock-out thermostat should be added to terminate compressor operation below recommended operation conditions.

##### Thermostat

Thermostat not furnished with unit. See Thermostat bulletins in Controls Section and Lennox Price Book.


##### Timed-Off Control

Kit prevents compressor short-cycling and allows time for suction and discharge pressure to equalize.

Permits compressor start-up in an unloaded condition.

Automatic reset with 5 minute delay between compressor shut-off and start-up.

## Anexo 17 Unidad Evaporadora split ducto

  
**ENGINEERING DATA**

**AIR HANDLERS  
B SERIES**  
**R-410A or R-22 - Multi-Position - 50HZ/60HZ (Export Only)**  
Bulletin No. 490137  
September 2009

### FEATURES

#### **CABINET**

- Enhanced grommets - secure & tight.
- Multi-position available from factory and field convertible.
- Side return right- or left-hand capable on 12 to 30 and 36 size models.
- All air handlers are basiloid packaged with bar coding and full description on label.
- Magnetic filter rack door makes for easy filter replacement and a tight seal for less air leakage.
- Fiberglass air filter comes with every air handler and filter racks accepts readily available size filters.
- Rigid beige painted cabinets constructed of heavy gauge steel to prevent corrosion and are lined with high quality.
- 9.5 mm (5/8 in.) foil faced insulation to prevent sweating.

#### **EVAPORATOR COIL**

- Patented lanced fin design and internally enhanced copper tubing.
- Suitable for use with R-22 and R-410A.
- Dual 19 mm (3/4 in.) FPT left and right condensate drain connections.
- Drain pans are molded of corrosion proof high temperature engineering polymer.
- Coils are air pressure tested at 72 kPa (500 PSI), pressure tested with Helium, sealed and then charged with dry air.
- Fluorator, non-bleed A/C or HP TXV's available factory installed. Screw-on TXV's also available for field installation.

#### **HOT WATER HEAT**

- Suitable for potable water systems.
- Hot Water Heat Kits available both factory and field installed.
- Easy to replace hot water coil. Remove one screw and slide out.
- Optional factory installed circulating pump fully encased in cabinet.
- Purge valve on hot water coil allows for manual release of any air trapped in coil during installation or servicing.
- Water connections 7/8 in. ODF (for 3/4 in. water pipe) on 12 to 30, and 36 size models and 1-1/8 in. ODF (for 1 in. water pipe) on 31, and 37 - 60 size models.
- Control board comes standard factory installed on all Air Handlers and includes the following features:
  - Features are compatible with both factory and field installed circulating pumps.



**3.5 to 17.6 kW (1 to 5 Tons)**  
**Optional Electric Heat - 2.5 to 25 kW**  
**Optional Hot Water Heat -**  
**2.6 to 36.3 kW (9,000 to 124,000 Btuh)**

1. Pump timer activates pump for 1 minute every 6 hours eliminating stagnant water in hot water coil.
2. 24 VAC isolation valve control-allows for zoning control.
3. Auxiliary contacts for water heater or boiler activation.
4. Freeze protection- standard factory installed, activates at 4°C (40°F) and deactivates at 21°C (70°F).
5. Thermostat connections.
6. Time delay for blower activation:
  - 60 seconds (tap in OFF position)
  - 54°C (130°F) Aquastat (tap in ON position)

*Note: Aquastat tap only included if ordered*

## Anexo 17 (continuación)

### FEATURES

#### **VARIABLE-SPEED MOTOR**

Variable-speed control board includes dry contacts for thermostat connections.

Constant air circulation feature runs airflow at 50% of cooling airflow, improves indoor air quality and eliminates stratification.

Control Board LED Lights display operation mode and when dehumidification is activated.

Dehumidification - cutting dehumidification resistor on variable-speed control board reduces cooling airflow by 10%.

Choose your own cooling/heating airflow settings, by selecting taps A-D on the variable-speed control board.

Fine tune your airflow setting by selecting (+) tap to increase airflow by 10% and (-) tap to decrease airflow by 12%.

Soft start feature runs airflow at 82% of cooling airflow for first 7.5 minutes of operation.

Time Delay- 1.5 minute blower off delay at the end of a call for cooling.

#### **ELECTRICAL FEATURES**

Blower door safety switch on all models.

Dynamically balanced high efficiency three-speed motors for project flexibility.

Easy to adjust blower speeds for fine tuning customer comfort.

Electrical connections can be made on top or both sides of cabinet.

Electric heat kits available factory installed for 2.5 & 5 kW. Higher kW heat kits available for field installation.

Factory installed fan time delay postpones blower shutoff 30 seconds in heating mode and 45 seconds in cooling mode.

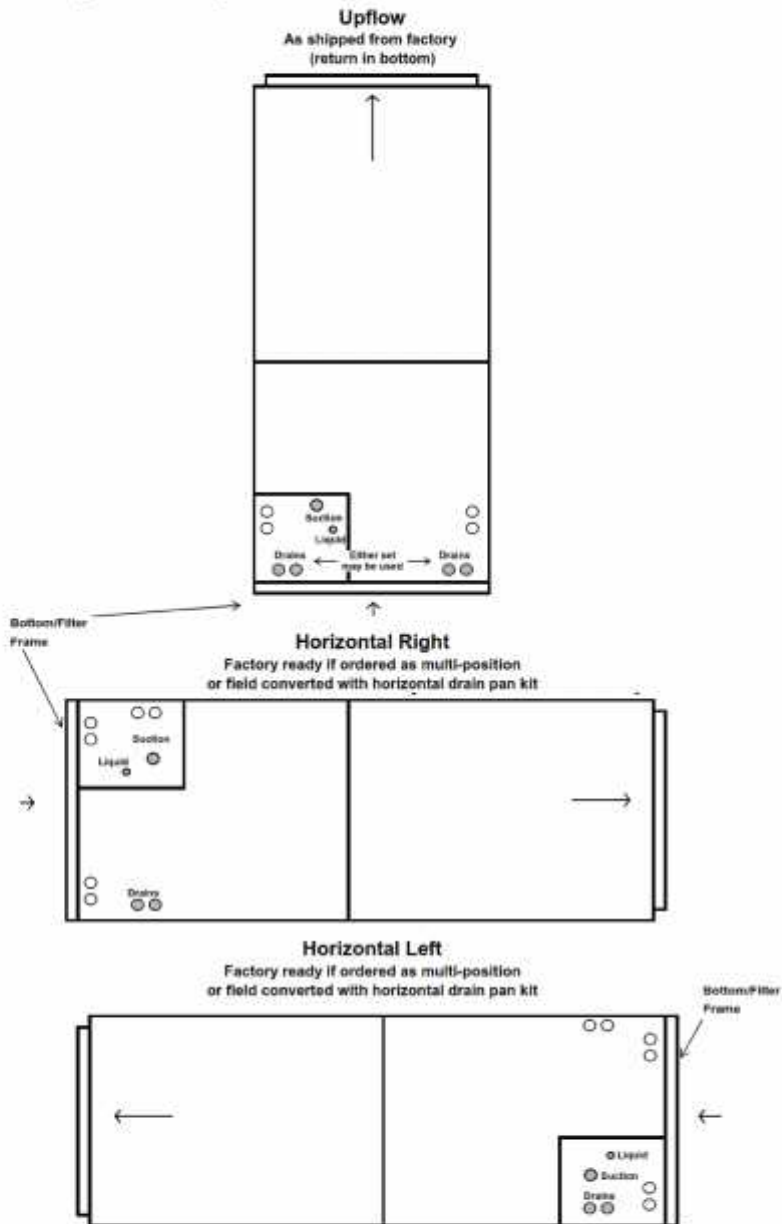
## Anexo 17 (continuación)

SPECIFICATIONS							
General Data		Size	36	37	42	48	60
		Nominal kW (tons)	10.5 (3)	10.5 (3)	12.3 (3.5)	14.1 (4)	17.6 (5)
Connections	Suction (vapor) line (o.d.) - mm (in.) sweat		19 (3/4)	26 (7/8)	26 (7/8)	26 (7/8)	26 (7/8)
	Liquid line (o.d.) - mm (in.) sweat		9.5 (3/8)	9.5 (3/8)	9.5 (3/8)	9.5 (3/8)	9.5 (3/8)
	Condensate - in. fpt		(2) 3/4	(2) 3/4	(2) 3/4	(2) 3/4	(2) 3/4
	Circulating pump connection size - in.		7/8	7/8	7/8	7/8	7/8
Fluorator Piston Size	R-22		0.073	0.073	0.080	0.084	0.093
	R-410A		0.067	0.067	0.073	0.076	0.093
Three Blower Blower	Wheel nominal diameter x width - mm (in.)		254 x 203 (10 x 8)				254 x 254 (10 x 10)
	Blower motor output - W (hp)		224 (1/3)	224 (1/3)	373 (1/2)	560 (3/4)	560 (3/4)
	Nominal L/s (cfm)		565(1200)	565 (1200)	660 (1400)	755 (1600)	945 (2000)
Variable Speed Blower	Wheel nominal diameter x width - mm (in.)		---	254 x 203 (10 x 8)	254 x 203 (10 x 8)	254 x 203 (10 x 8)	254 x 254 (10 x 10)
	Blower motor output - W (hp)		---	373 (1/2)	373 (1/2)	560 (3/4)	746 (1)
	Cooling range - L/s (cfm)		---	285 - 565 (600 - 1200)	470 - 710 (1000 - 1500)	660 - 850 (1400 - 1800)	800 - 895 (1700 - 1900)
	Heating range L/s (cfm)		---	520 - 565 (1100 - 1200)	565 - 710 (1200 - 1500)	755 - 850 (1600 - 1800)	800 - 895 (1700 - 1900)
Filters	Size of filter - mm (in.)		406 x 508 (16 x 20)	406 x 635 (16 x 25)	406 x 635 (16 x 25)	406 x 635 (16 x 25)	457 x 635 (18 x 25)
Shipping Data -1 package - kg (lbs.) less hot water coil			64 (140)	68 (150)	95 (210)	104 (230)	109 (240)
ELECTRICAL DATA							
Available Voltage (three speed)			* 120V or 208/240V, 60Hz, 1 ph or 220V, 50Hz, 1 ph				
Full load amps at 120V			7.1	7.1	8.5	7.5	10.5
Full load amps at 240V			2.6	2.6	3.0	4.4	4.3
Available Voltage (variable speed)			---	120V or 208/240V, 60Hz, 1 ph			
Full load amps at 120V			---	6.0	6.0	7.2	10.2
Full load amps at 240V			---	3.0	3.0	3.5	5.1
Transformer size and type			40VA, Class 2				
Voltage (hot water circulating pump)			120V or 208/240V				
Amps			0.52				

\* Electric heat models not available in 120 V, 60 Hz.

**INSTALLATION CONFIGURATIONS - 31, 37 AND 60 SIZES**

Shading Indicates Proper Line Connections





Anexo 18 control termostato Touch screen



# COMFORTSTAT

touch screen



Part No. CDT900

## the simple thermostat

- Large touch screen display with green backlight
- Easy-to-follow menu-driven programming
- Armchair programming allows you to remove the thermostat from the wall for programming
- Change/check reminders let you know when to service or replace filters or batteries
- Real time clock keeps time during power failures and updates automatically to Daylight Savings Time
- Hold options allow you to override the program schedule as desired
- Gas, oil, electric and heat pump systems; up to 3 heat/2 cool
- Manual or Auto change over
- Outdoor temperature reading and display
- Programmable fan
- Universal programming from seven-day programmable to non-programmable
- Temperature setting range: heat 40-90F, cool 50-99F
- Battery or Hard wire power

• **Accessories:**  
*(Remote sensors not included)*



**Part No. IRS-1**  
15ft Long  
Indoor Remote Sensor



**Part No. ORS-1**  
17ft Long  
Outdoor Remote Sensor



If you have any questions about the operation of your thermostat, please go to [www.comfortstatusa.com](http://www.comfortstatusa.com) or call Customer Service at 1.866.591.9898.

## Anexo 19 Presupuesto



**\* SUMINISTROS \* VENTA  
\* INSTALACIÓN \* PROYECTOS  
\* MANTENIMIENTO CORRECTIVO Y PREVENTIVO**

Trujillo 01 de diciembre del 2017

Pres. D02687

Atención: **DIFARLIB S.R.L**

Ref.: Propuesta por el suministro e instalación de equipo de aire acondicionado para su almacén de droguería, ubicado en la ciudad de - TRUJILLO que comprende:

### PROPUESTA ECONOMICA

DESCRIPCIÓN	und	COS/UNIT.	TOTAL
<b>Suministro de equipos de aire acondicionado de las siguientes características:</b> Capacidad: 60000 BTU/HR – R – 410 Marca: <b>LENNOX</b> - Tipo Split Ducto 220 v – 3 PH - 60 HZ – 3 velocidades Modelo de U/C: 13ACXN060 Modelo de U/V: BCRMA112452P2	18	1,394.45 \$	25,100.10
<b>Suministro de control termostato marca Confortstat</b> <b>Pantalla touch screen – Modelo: CDT900</b>	18	83.20 \$	1,497.60
<b>Propuesta técnica por la instalación de equipos de A/A que comprende:</b> <ul style="list-style-type: none"> <li>Suministro de soportería metálica para el anclaje de la unidad interior y exterior con varilla roscada y struck ranurado.</li> <li>Suministro e instalación de tubería de cobre de 7/8 y 3/8, aislamiento térmico armaflex de 7/8", codos de cobre y accesorios para el anclaje de la misma.</li> <li>Instalación del sistema eléctrico de control y mando entre la unidad interior y exterior que incluye cableado #14 y 16, tuberías de PVC, conectores y todo lo necesario para su correcta instalación.</li> <li>Suministro de filtro deshidratador de 3/8 con tuercas.</li> <li>suministro y montaje de direccionador de aire fabricado en lata galvanizada de 1/40 y difusor de doble flexión de 20 "x 18".</li> <li>Limpieza y des humidificación del sistema de refrigeración.</li> <li>Pruebas generales para su correcto funcionamiento.</li> </ul>	18	860.00 \$	15,480.00
<b>COSTO TOTAL EN DOLARES + IGV.</b>		<b>TOTAL</b>	<b>\$ 42,077.70</b>

**Forma de Pago:** 50 % de adelanto saldo contra entrega o a tratar.

**Tiempo de ejecución:** 18 a 20 días hábiles después de recibida su orden de compra.

**Garantía de equipo e instalación:** 1 año bajo condiciones normales de

funcionamiento. Atte.

**LUIS MONTERO SANCHEZ**  
Gerente OP Técnicas

Jr. Montevideo N° 390 - Urb. Sánchez Carrion - Trujillo - La Libertad  
 \* 948005950 - RPM: #347053 - RPC: 987407998 - E-mail: msclimatic@gmail.com